

Tauri Kaldmäe

BAJA SAE BAGI VEERMIKU LAHENDUSE ANALÜÜS

LÕPUTÖÖ

Tehnikainstituut

Autotehnika õppekava

Juhendaja: Raiko Annask

Tallinn 2022

Autori deklaratsioon ja lihtlitsents

Mina Tauri Kaldmäe 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 autorile ainuisikuliselt ning need on kaitstud autoriõiguse seadusega.

Juhendaja Raiko Annask /allkirjastatud digitaalselt/

Lihtlitsents lõputöö reprodutseerimiseks ja lõputöö üldsusele kättesaadavaks tegemiseks

Mina, Tauri Kaldmäe, sünnikuupäev: 03.01.1998 annan Tallinna Tehnikakõrgkoolile (edaspidi kõrgkool) tasuta loa (lihtlitsentsi) enda loodud teose Baja Sae bagi veermiku lahenduse analüüs

1. Reprodutseerimiseks paberkandjal kõrgkooli raamatukogus avaldamise ja säilitamise eesmärgil;
2. Elektroonseks avaldamiseks kõrgkooli repositooriumi kaudu;
3. Kui lõputöö avaldamisele on instituudi direktori korraldusega kehtestatud tähtajaline piirang, lõputöö avaldada pärast piirangu lõppemist.

Olen teadlik, et nimetatud õigused jäävad alles ka autorile ja kinnitan, et:

1. lihtlitsentsi avaldamisega ei rikuta teiste isikute intellektuaalomandi ega isikuandmete kaitse seadusest tulenevaid ega muid õigusi;
2. PDF-failina esitatud töö vastab täielikult kirjalikult esitatud tööle.

/kuupäev digiallkirjas/

/allkirjastatud digitaalselt/

SISUKORD

SISSEJUHATUS.....	4
1. SISENDPARAMETRID	5
1.1. Lähteandmed	5
2. 2021 BAGI KINEMAATIKA ANALÜÜS.....	8
2.1. Esitelje kinemaatika.....	8
2.2. Roolisüsteemi kinemaatika.....	14
2.3. Tagatelje kinemaatika.....	18
3. BAJA SAE VEDRUSTUSE KINEMAATIKA PARENDUSED	22
3.1. Esitelje kinemaatika parandus	22
3.2. Tagatelje kinemaatika parendus	27
KOKKUVÕTE.....	31
SUMMARY	32
VIIDATUD ALLIKAD.....	33

SISSEJUHATUS

Baja Sae on Ameerika võistlussari, mille käigus tudengid ja insenerid projekteerivad ning valmistavad reeglitele vastava maastiku masina. Sõidukid kasutavad reeglite poolt määratud mootorit. Baja Sae võistluse eesmärk on projekteerida ja valmis ehitada masinad, mis tulevad toime ka kõige karmimate teeoludega. Sõidukid, mida võistlusel kasutatakse, sarnanevad bagi tüüpi masinatele. Võistluse hulka kuulub mitu erinevat tegevust, üldiselt neli tegevust ühe sarja kohta ning ühekordne nelja tunnine vastupidavus võistlus. Erinevad tegevused võivad endast ette kujutada mägi ronimist, keti tõmbamist, põiklemisvõistlust, kivironimist ning ka vedrustuse katset.

Võistluse üks osa on staatiline sõiduki hindamine. See hõlmab endas sõiduki funktsionaalsuse, ergonoomika või välimuse ja sõiduki tootmiskõlblikkuse hindamist. Seda tehakse selleks, et võistluse võitja ei saaks võidu ainult Bagi jõudluse tõttu. Võistlusmeeskonnad teevad oma bagi kohta aruande, mis kirjeldavad detailselt masina disaini ja valmistamise protsessi ning aruanne peab hõlmama endas ka tausta infot, et välja selgitada Bagi kogu maksumus.

Lõputöö eesmärgiks on Tallinna Tehnikakõrgkooli tudengite poolt valmis ehitatud Bagi vedrustuse kinemaatika analüüsimine ja vedrustuse kinemaatikale paranduse pakkumine. Üliõpilaste poolt ehitatud bagi oli toimiv, kuid siiski avastati vedrustuse disainis puudujääke.

Ülesandeks on analüüsida üliõpilaste poolt ehitatud bagi vedrustuse ja roolisüsteemi kinemaatikat, leida selles täiustamist vajavad parameetrid ning pakkuda välja lahendused geomeetria optimeerimiseks. Lõputöö eesmärgi täitmine abistab järgnevatel kursustel jäljendada Bagi ehitamist ning leida vigu ja paranduste soovitusi, et tulevane projekt oleks paremini koostatud.

Lõputöö taustauuringuks on ulatuslikult kasutatud internetiallikaid, kõrgkooli kodulehel olevaid andmebaase ja teisi lõputöid. Samuti on kasutatud varasemalt ehitatud Baja Sae bagide aruandeid ja erialast õppekirjandust, nt BOSCH Automotive handbook.

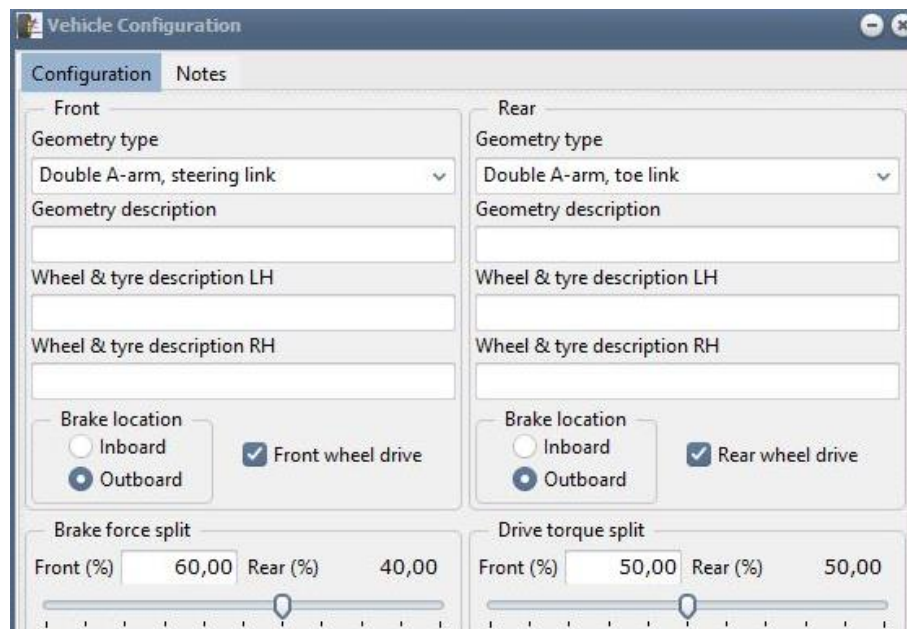
Analüüside teostamiseks kasutati programmi Susprog3d ja veermiku kinemaatika analüüsi veebiteenust Vsusp. Täpsemate parameetrite leidmiseks võeti kasutusele ka üliõpilase poolt ehitatud Baja Sae bagi, millelt oli võimalik võtta täpseid mõõtmek. Üliõpilaste poolt ehitatud Bagi vedrustuse mõõtmised said kantud Susprog3d programmi ning analüüsi tulemused kantud tabelitesse.

1. SISENDPARAMEETRID

1.1. Lähteandmed

Bagi vedrustuse kinemaatika välja töötamiseks oli vaja programmi susprog3d sisestada sisendparameetrid, millele sõiduki raam oleks vastanud. Need parameetrid olid koos raami koostamisega läbi mõeldud. Vedrustuse sisendparameetrid susprog3d programmis on näidatud Sele 1. Vedrustuse sisendparameetriteks said:

3. Vedrustuse tüübiks ette ja taga topelttõõtshark
4. 4x4 vedavad sillad, jõujaotus 50/50%
5. Pidurite asukohad on käändmiku taga
6. Piduri jõujaotus 60/40%



Sele 1. Susprog3d Vedrustuse parameetrid

Peale raami valmimist oli võimalik otsustada sõiduki põhja kõrguse ja täismassi valiku üle. Programmis kasutatakse sõiduki kere kõrguse ja asukoha määramiseks koordinaat süsteemi. Sõiduki esi- ja tagasilla staatiliseks kõrguseks sai valitud 150 mm maapinnast (vt. Sele 2).

Ride height reference points

☒ Single point front LH, single point rear LH (no side rake)
 ☐ Two points front LH and RH, single point rear LH

☐ Single point front LH, single point rear RH (no side rake)
 ☐ Two points front LH and RH, single point rear RH

☐ Single point front RH, single point rear LH (no side rake)
 ☐ Single point front LH, two points rear LH and RH

☐ Single point front RH, single point rear RH (no side rake)
 ☐ Single point front RH, two points rear LH and RH

Front ride height LH

Location (chassis datum) Static (from ground)

Y 300,00 Z 0,00 X 500,00 150,00

Front ride height RH

Location (chassis datum) Static (from ground)

Y 300,00 Z 0,00 X 500,00 150,00

Rear ride height LH

Location (chassis datum) Static (from ground)

Y 300,00 Z 0,00 X 2500,00 150,00

Rear ride height RH

Location (chassis datum) Static (from ground)

Y 300,00 Z 0,00 X 2500,00 150,00

Sele 2. Sõiduki kõrguse määramine

Vedrustuse puhul oli eesmärgiks saada võimalikult väike vedrustamata mass. Esisilla vedrustamata massiks saadi 15 kg nurk ning ühe nurga täismass oli 100 kg. Tagasillal oli vedrustatud massi rohkem, sest mootori asukoht valiti sõidukijuhistme taha, otse tagasillale. Programmi abil sai automaatselt välja arvutada sõiduki täismassi, mis oli 460 kg. Samuti arvutas programm automaatselt välja bagi massikeskmed. Sõiduki nurgamassid on näidatud Sele 3.

Corner weights (unsprung)				Corner weights (vehicle)			
	LH		RH		LH		RH
Front	15,000 kg		15,000 kg	Front	100,000 kg		100,000 kg
					21,7 %		21,7 %
Rear	15,000 kg		15,000 kg	Rear	130,000 kg		130,000 kg
					28,3 %		28,3 %
				Total vehicle mass 460,000 kg			
Front				Left side			
Total unsprung		30,000 kg		Total unsprung		30,000 kg	
Total sprung		170,000 kg		Total sprung		200,000 kg	
Total		200,000 kg		Total		230,000 kg	
Distribution		43,5 %		Distribution		50,0 %	
Rear				Right side			
Total unsprung		30,000 kg		Total unsprung		30,000 kg	
Total sprung		230,000 kg		Total sprung		200,000 kg	
Total		260,000 kg		Total		230,000 kg	
Distribution		56,5 %		Distribution		50,0 %	
Centre of Gravity							
Vehicle							
Y	0,00	Z	0,00	X	1017,39		
Chassis (sprung mass)							
Y	0,00	Z	-39,76	X	1035,00		
Chassis (sprung mass) datum coordinates							
Y	0,00	Z	-189,76	X	535,00		

Sele 3. Sõiduki kaalu sisendparameetrid

Vedrupüstaku sisendparameetriteks tuli programmis sisestada amortisaatori tüüp koos vedruga ning selle kinnituskohad bagi raamil (vt. Sele 4). Vedrustuse poolel otsustati amortisaator kinnitada ülemise õõtsa külge, et hoida kere kliirens võimalikult kõrgel.

Front		Rear	
Shock 1	Chassis - Top A-arm	Shock 1	Chassis - Bottom A-arm
Shock 2	None	Shock 2	None
Spring 1	Coilover (shock 1)	Spring 1	Coilover (shock 1)
Spring 2	None	Spring 2	None
Bellcrank	None	Bellcrank	None
Anti-roll bar	None	Anti-roll bar	None
Shock body mounts to ☒ Chassis ☐ Top A-arm		Shock body mounts to ☒ Chassis ☐ Bottom A-arm	

Sele 4. Amortisaatori tüüp

Viimased sisendparameetrid olid velje ja rehvi mõõdud. Baja Sae reeglistik ei sea piiranguid rehvi ja velje valikule, seega oli võimalik valida osad, mis olid kättesaadavad. Rehvid ja veljed olid võetud ATV pealt, millelt kasutati Bagi ehitamiseks mootorit ja käändmikke (vt. Sele 5). Rehvi ja velje valik sõltus maastikust, millel sõiduk pidi sõitma ning antud ATV oli just karmi maastiku jaoks mõeldud. ATV-lt võetud rehvid võimaldasid ohutult sõita ka asfaldil.

Wheel			
Rim diameter	330,20	☒ mm ☐ in	13,000
Rim width	203,20	☒ mm ☐ in	8,000
Rim mounting offset	0,00	☒ mm ☐ in	0,000
Tyre			
Tyre tread width	174,24	☒ mm ☐ in	6,860
Tyre section width	236,47	☒ mm ☐ in	9,310
Tyre rolling radius	260,83	☒ mm ☐ in	10,269
Tyre diameter	542,53	☒ mm ☐ in	21,360
Tyre spring rate	240,00	☒ N/mm	
	1370,44	☐ lb/in	
Tyre parameters			
Camber	Tyre radius	Contact offset	
0,00	260,83	0,00	
0,00	0,00	0,00	
0,00	0,00	0,00	
Camber in degrees, Radius and Offset in mm			
Wheel fitment			
Spacer thickness	0,00	☒ mm ☐ in	0,000
Description			
Evaluation wheel and tyre - BF Goodrich P215/50R13 on 8" rim			

Sele 5. Velje ja rehvi sisendparameetrid

2. 2021 BAGI KINEMAATIKA ANALÜÜS

2.1. Esitelje kinemaatika

Maastiku auto esitelje vedrustus on väga tähtis ning üldiselt projekteeritakse see esimesena. Masina esiosa vedrustus võtab esimesena vastu kõik tee kumerused ja augud ning määrab esialgse masina liikumise karakteristiku. Esitelje vedrustus peab maastiku autol tagama küllalt palju ratta üles-alla liikumist ning summutama tee kumerusi ja järske vedrustuse lööke. Veel enam peab see tagama hea teel pidavuse, sest mõjutatud on selle poolt ka sõiduki suuna juhtimine. Et tagada hea sõidu karakteristika, peab esiteljel olema võimalikult madal vedrustamata mass. Kuna esisillale toimuvad pidevalt massi ümberjaotused, peavad vedrustuse osad tagama hea ratta kontakti pinna teepinnaga, et rooli- ja veosüsteem saaks optimaalselt toimida [1].

Esitelje vedrustuse kinemaatika projekteerimiseks on kättesaadavad põhiparameetrid, mis on mõjutatud tugevalt raami tüübist. Sõiduki disainimist ja ehitamist alustati sõiduki raami projekteerimisest ja koostamisest, et see vastaks võistlussarja reeglitele ning jätkati vedrustuse komponentide projekteerimisega. Vedrustuse geomeetria projekteerimiseks teada olevad sisendparameetrid on järgmised:

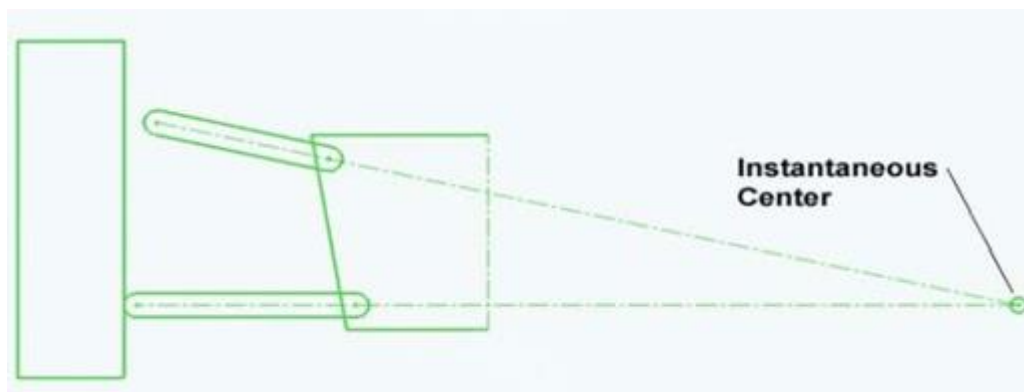
1. Rada, mida bagi sõidab
2. Sõiduki soovitatav maksimaalne laius
3. Sõiduki soovitatav maksimaalne pikkus
4. Veosüsteem
5. Sõiduki raami koostamise reeglid
6. Soovitud mass ja massikeskmed
7. Sõiduki rööbe
8. Teljevahe
9. Kliirens

Vastavalt reeglistikule ja soovitud tulemusele kehtestati järgnevad ülesanded esitelje optimaalse vedrustuse kinemaatika saavutamiseks:

1. Ratta külgakaldumistsentri määramine
2. Ratta hetketsentri määramine
3. Positiivne käändtelje pikikalde nurk
4. Negatiivne ratta külgakalle

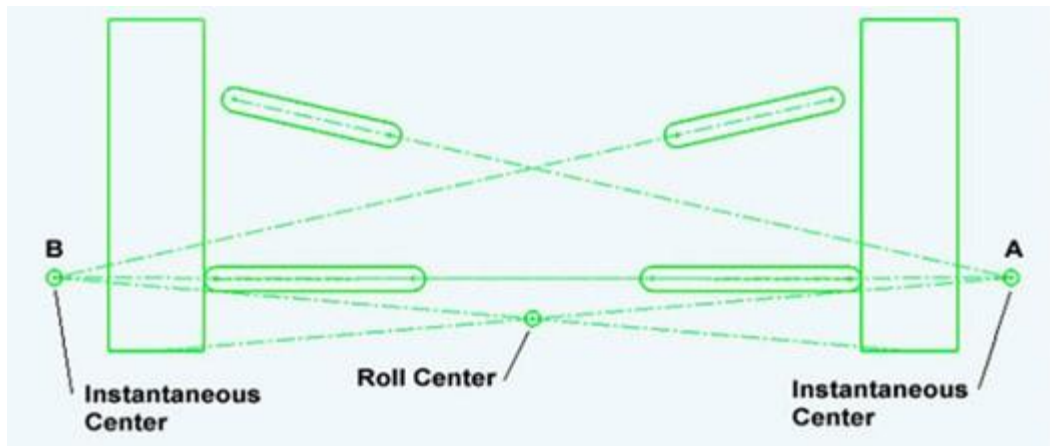
Vedrustuse kinemaatika on välja töödeldud programmiga Susprog3d. Antud programmis on võimalik vedrustuse geomeetria välja töötada koordinaat süsteemis. Tahetud väljundparameetreid on võimalik muuta nihutades õõtshoobade kinnituspunkte raami asukohas. Ees kasutati Baja Sae bagil topeltõõtshark vedrustuse tüüpi. See vedrustuse tüüp tagab optimaalse külgkalde ratta üles-alla liikumise puhul ning lühem ülemine õõts kutsub esile optimaalse ratta külgkalde muutumise vedrustuse käigul, mis tagab maksimaalse kontaktpinna ratta ja tee vahel [2].

Sõiduki ratta külgkaldumistsentrit mõjutab ratta hetketsenter. Et mõista mis tähendab külgkaldumistsenter, tuleb algul selgitada ratta hetketsentri tähendust. Ratta hetketsenter on punkt, mida mõjutavad alumise ja ülemise õõtshoova nurk, pikkus ja asukoht. See on punkt, mille ümber sõiduki ratas pöörduv vedrustuse üles-alla liikumisel. Selle pikkust mõõdetakse tõmmates ülemisest õõtshoovast joone, mis ristub alumisest õõtshoovast tõmmatud joonega. Nende kahe mõttelise joone ristumispunkti nimetatakse ratta hetketsentriks (vt. Sele 6) [2].



Sele 6. Ratta hetketsentri määramine [2].

Sõiduki külgkaldumistsentrit on võimalik leida siis, kui on määratud rataste hetketsentrid. Sellisel juhul saab tõmmata mõttelise joone ratta hetketsentrist vastaspoole ratta kontakti pinna tsentrisse. Sama tuleb teostada ka teise poole ratta ja hetketsentriga. Sõiduki külgkaldumistsenter on nende kahe lisa mõttelise joone ristumispunkt(vt. Sele 7) [2].



Sele 7. Ratta külgakaldetsentri määramine [2].

Külgakaldumistsentri kõrgust saab liigutada, muutes õõtshoobade kinnituspunktide asukohti. Külgakaldumistsentrite kõrguse määrab ära hetketsentrite pikkused. Jooned, mis tähistavad antud tsentri asukohta, määravad ka käändmiku külgakalde muutuse sõiduki kere kaldumise ajal. Hetketsentrite pikkuse puhul tuleb jälgida, kas hetketsentri punkt jääb rööpmest sissepoole või väljapoole. Hetketsentri asukoht rööpme suhtes määrab, kas ratas kaldub kurvis kerest rohkem või vähem. Optimaalse hetketsentri puhul peab ratas kerest rohkem kalduma, see tagab küllalt madala külgakaldumistsentri asukoha [3].

Antud konfiguratsioonis saavutati esisilla hetketsentrite pikkused 1298-1454 mm. Sellega saavutati olukord, kus kurvis kaldub ratas rohkem kui kere. See tagab sõidukile rehvi maksimaalse kontaktipinna kurvi minnes. Külgakaldumistsentri lõplikuks kõrguseks staatilises olekus saadi 119 mm. See on maastiku sõidukile hea külgakaldumistsentri kõrgus, sest kõrgema külgakaldumistsentri puhul kaldub kere rohkem kui vaja ning mingil hetkel võib kurvis sõiduk ümber paiskuda. Bagi puhul võiks see olla madalam, sellisel juhul on sõidukil võimalik läbida maastikku suurema kaldenurga all ning kurve on võimalik kiiremini võtta. Esisilla hetke- ja külgakaldumistsentrite muutust silla käigul on näha Tabel 1.

Tabel 1. Esisilla hetke- ja külgakaldumistsentrid.

Vasak ratas	Ratta külgakalle, kraadi	Ratta pikikalle, kraadi	Ratta järeljooks, kraadi	külgakaldumistsentri kõrgus, mm	Ratta hetketsentri pikkus, mm
4,00 rullumine vasakule	1.89	4.93	22.84	118,56	1298.59
3,00 rullumine vasakule	1.43	4.95	22.86	118,97	1319.22

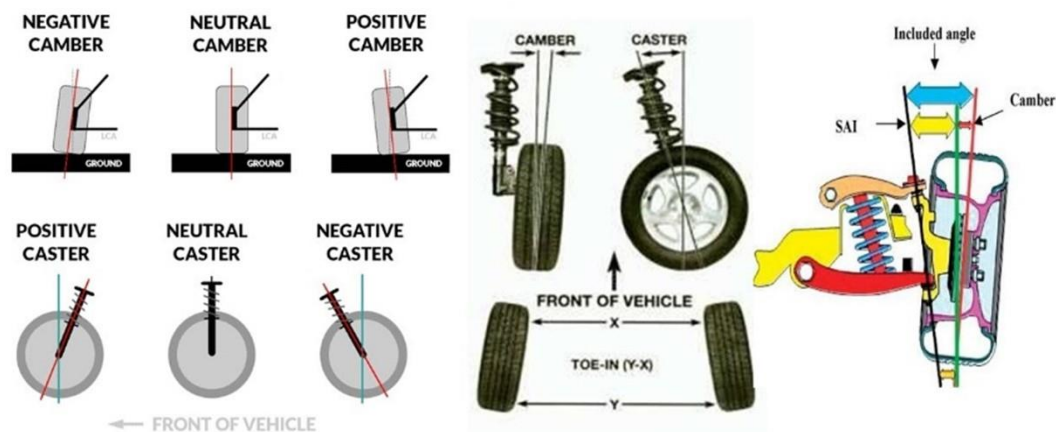
Vasak ratas	Ratta külgakalle , kraadi	Ratta pikikalle, kraadi	Ratta järeljooks, kraadi	külgakaldumistsentri kõrgus, mm	Ratta hetketsentri pikkus, mm
2,00 rullumine vasakule	0.96	4.97	22.86	119,26	1339.59
1,00 rullumine vasakule	0.48	4.99	22.85	119,44	1359.64
0,00 rullumine	0	5	22.82	119,50	1379.36
1,00 rullumine paremale	-0.49	5.01	22.77	119,44	1398.71
2,00 rullumine paremale	-0.99	5.02	22.71	119,26	1417.66
3,00 rullumine paremale	-1.49	5.02	22.63	118,97	1436.16
4,00 rullumine paremale	-2.01	5.02	22.53	118,56	1454.18
Parem ratas	Ratta külgakalle , kraadi	Ratta pikikalle, kraadi	Ratta järeljooks, kraadi	Ratta külgakaldumistsentri kõrgus, mm	Ratta hetketsentri pikkus, mm
4,00 rullumine vasakule	-2.01	5.02	22.53	118,56	1454.18
3,00 rullumine vasakule	-1.49	5.02	22.63	118,97	1436.16
2,00 rullumine vasakule	-0.99	5.02	22.71	119,26	1417.66
1,00 rullumine vasakule	-0.49	5.01	22.77	119,44	1398.71
0,00 rullumine	0	5	22.82	119,50	1379.36
1,00 rullumine paremale	0.48	4.99	22.85	119,44	1359.64
2,00 rullumine paremale	0.96	4.97	22.86	119,26	1339.59
3,00 rullumine paremale	1.43	4.95	22.86	118,97	1319.22
4,00 rullumine paremale	1.89	4.93	22.84	118,56	1298.59

Külgakalle (camber) on ratta ülemise otsa sisse- või väljapoole vajumine vaadates sõidukit eest või tagant. Ratta sissepoole vajumist nimetatakse negatiivseks külgakaldeks ning väljapoole vajumist

nimetatakse positiivseks külgakaldeks. Külgakallet kasutatakse koormuse jaotamiseks üle terve rehvi mustri osa [4].

Käändtelje pikikalle (caster) on nurk kraadides käändtelje ja vertikaaltelje vahel (vt. Sele 8). Pikikalle on disainitud olukord, kus ratas tahab ennast veeredes sirgeks keerata. Tahapoole käändtelje pikikalle on positiivne ning ettepoole on negatiivne (vt. Sele 8). Positiivne ratta pikikalle tagab ratta tagasi sirgeks keeramise ning ratas hoiab sirget joont paremini. Negatiivset pikikallet üldiselt ei kasutata, sest see muudab roolikeeramise raskeks ning ebamääraseks. Motosport kus negatiivset kasutatakse on NASCAR, seda sellepärast, et seal on pöörata vaja ainult ühes suunas [5].

WHEEL GEOMETRY



Sele 8. Ratta külgakalle ja pikikalle [6].

Bagi oli ehitatud sõitma maastikul, see tähendab taluma kõige karmimaid tee olusid. Üks väga tähtis element, mis läbimisele kaasa aitab on maksimaalne rehvimustri kontakt teepinnaga. Sellele aitab kaasa õige ratta külgakalde valik. Kuna Bagi vedrustuse käik on üpris suur, siis valiti külgakalde parameetriks 0 kraadi. See on hea keskpunkt lõpliku külgakalde määramise alustuseks, sest see tagab kohe alguses rehvimustri maksimaalse kasutuse. Ratta külgakalle võiks uue kinemaatika puhul olla negatiivne, et luua parem rehvi kontakt teepinnaga vedrustuse üles-alla käigul. Vedrustuse käiguga muutub külgakalle ainult ± 2 kraadi. Ratta külgakalde muutus vedrustuse käigul on näidatud Tabel 1.

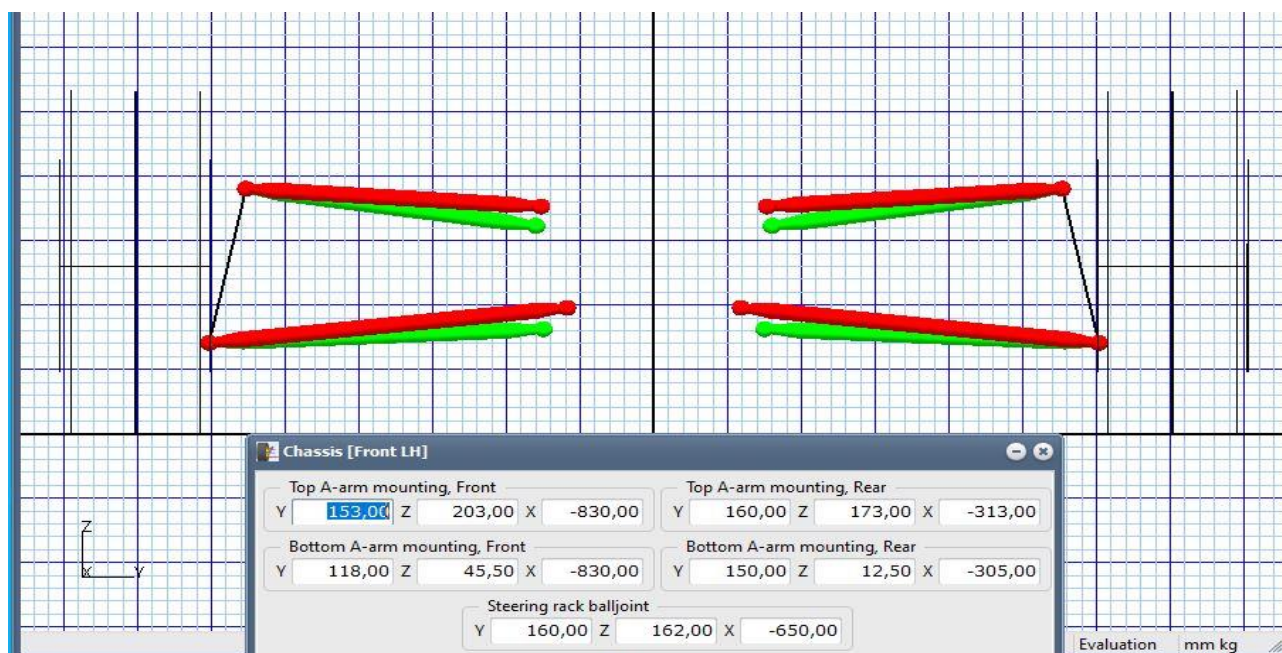
Bagi esisilla käändtelje pikikalle sai lõplikult valitud staatilises olekus 5 kraadi. Sõiduki üldine eesmärk oli sõita maastiku rada, seega oli ülesanne tagada juhile võimalikult palju abi sõiduki stabiilsuse hoidmisel. Pikikalde nurk mis valiti on hea valik, sest suurema kraadi puhul on juhil raskem rooli keerata ning väiksema kraadi puhul võib rool väga hullult tõmblema hakata. Valmis

bagi puhul oli 5 kraadi pikikallet palju ning võiks viia selle madalamale nurgale. See aitab lühikese roolilati käigul kiiremini rooli keerata, et korrigeerida sõiduki suunda.

Peale sisendparameetrite sisestamist programmi võis alustada õõtsade paika panemisega. Kuna kere asukoht oli koordinaatsüsteemis kindlaks määratud, siis õõtsade kinnituspunktid sai samuti määrata koordinaatidega. Õõtsade kinnituspunktide määramine koordinaatidega aitas programmil ka automaatselt välja arvutada õõtshoobade pikkused, mis lihtsustas nende valmistamist.

Esisilla õõtsade asukoht sai määratud esimesena. Programmis tuli ainult tutvustada koordinaat süsteemis kus Bagi raam asub ning siis ühendada raami koordinaatide külge õõtsade kinnituspunktid. Samuti tuli määrata õõtsa kinnituspunkt käändmiku külge (vt. Sele 9).

Esisilla õõtsade asukoha määramisega tuleb määrata ka roolilati asukoht ning rooliotste kinnituspunktid käändmiku küljes. Roolilati asukoht muutus mitu korda, kuna projekteerides jäi pidevalt sellele esisilla reduktor ette.



Sele 9. Esisilla õõtsade kinnituspunktid

Esisilla amordipüstak sai valitud Coilover tüüp, mis tähendab, et vedru ja amortisaator on ühte kokku pandud ning sõiduki kõrgust saab läbi amordipüstaku reguleerida. Amortisaatorite ja vedru valik sõltus bagi täismassist ning seega valiti ette algul vedru, mille kokku surumiseks vajalik jõud on 14 N/mm. Peale põhiarvutusi tuli välja, et antud vedru on esisilla jaoks liiga pehme ning vahetati vedru ümber 17 N/mm peale. Esisilla amordipüstaku ülekandetegur esisillas on 1.948 ning amortisaatorit kokku surudes püstaku ülekandearv suurenes (vt. Tabel 2).

Tabel 2. Esisilla amordipüstaku ülekande muutus

Amortisaatorpüstak	Ülekandetegur:1	Pikkus, mm
182,85 kompressioon	2.227	360
180,00 kompressioon	2.217	361.28
160,00 kompressioon	2.156	370.43
140,00 kompressioon	2.107	379.81
120,00 kompressioon	2.068	389.39
100,00 kompressioon	2.037	399.13
80,00 kompressioon	2.011	409.01
60,00 kompressioon	1.99	419.01
40,00 kompressioon	1.973	429.1
20,00 kompressioon	1.959	439.27
Staatiline	1.948	449.51
20,00 lahtikäik	1.938	459.81
40,00 lahtikäik	1.929	470.15
60,00 lahtikäik	1.921	480.54
80,00 lahtikäik	1.914	490.97
100,00 lahtikäik	1.908	501.44
120,00 lahtikäik	1.901	511.94
125,81 lahtikäik	1.899	515

2.2. Roolisüsteemi kinemaatika

Sõiduki roolisüsteem on üks tähtsamaid osi, mis määrab kuidas sõiduk käitub. Roolisüsteemi eesmärk on vastavalt juhi rooli sisendile muuta sõiduki keeravate rataste asendit, et tagada täielik kontroll sõiduki liikumis suuna üle. Juht keerab rooli, mis läbi roolisamba keerab roolilatti. Edasine liikumine kantakse üle ratastele läbi rooliotste.

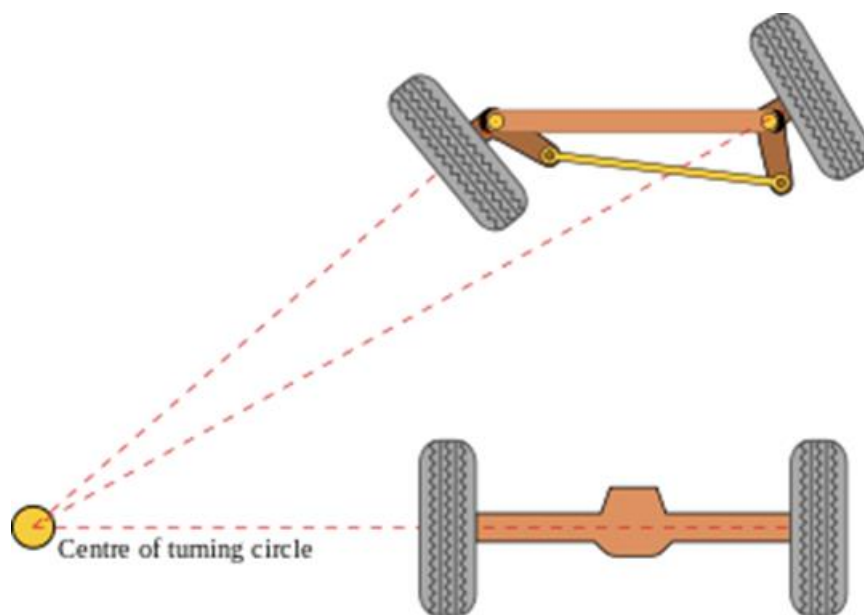
Roolilati tüüp ja disain on valitud vastavalt sõiduki eesmärgile. Roolisüsteemi tüüp jaguneb suures osas kaheks: roolivõimu abiga ja roolivõimuta, jällegi valitakse tüüp vastavalt sõiduki eesmärgile. Antud bagi puhul valiti ruumipuuduse tõttu roolivõimuta roolilatt, kuid väikse roolilati käiguga. Kuna roolisüsteem on otseselt juhitud sõidukijuhi poolt, siis tuleb roolisüsteemi disainides arvesse võtta juhi mugavust [6]. Roolisüsteemi projekteerimiseks oli vaja täita järgmised ülesanded:

1. Roolilati asukoha valik

2. Ackermanni protsendi määramine
3. Rataste pöördenurga määramine
4. Parasiitroolimise miinimumi saamine

Roolilati asukoht määrab suures osas ära sõiduki roolisüsteemi Ackermanni geomeetria. Roolilatt sai asetatud rattatsentritest tahapoole, et tekitada positiivne Ackermanni keeramine. Roolilati ülekanne valiti 3.63, sest see tagab kiire rooli keeramise. Valmis ehitatud Bagil puudus roolivõim ning kiire ülekanne aitas juhil sõiduki suunda kiiremini muuta. Lõpliku tulemusega tuli rooli keerata lukust lukku ainult 180 kraadi. See aitas ka kaasa maastiku sõidul kiire rooli korrigeerimisele üle küngaste sõites.

Ackermanni geomeetriat kasutatakse dünaamilise ratta kokku- ja lahkujooksu muutmiseks. Ackermanni keeramise geomeetria tähendab rooli juhtsüsteemi pulkade geomeetrilist asetust selliselt, et pöörates sisemine ja välimine ratas järgiks erinevat pöörderaadiust (vt. Sele 10). Ackermanni geomeetria eesmärk on vähendada keeravate rataste libisemist kurvi võttes. [7]



Sele 10. Ackermann

Ideaalne Ackermanni keeramine (100%) kujutab endast keeramise kinemaatikat, kus kõik rattad pööravad ümber ühe kindla kurviraadiuse punkti, ilma, et rehvid kurvis läbi libiseks. Susprog3d programmis saavutati algseks Ackermanni keeramise suurimaks väärtuseks 10 %. Vähema väärtuse puhul tekib Bagil väga palju alajuhitavust, sest suurem osa sõiduki massist on tagateljel. 10-st protsendist Ackermanni oli siiski sõiduki jaoks vähe ning järgneva kinemaatika paranduse puhul tuleb protsenti tõsta. Kuna tagumine sild on oodatust palju raskem, siis valmis ehitatud sõiduk on väga

alajuhitav. Suurem Ackermani protsent oleks sõiduki juhtimisele palju kaasa aidanud. Ideaalset või sellele lähedasemat ackermani väärtust ei saanud samuti tagada, sest ehituses jäi esisilla reduktor roolilatile ette. Ackermani väärtust muutes pidi jälgima, et ei tekiks olukorda, kus rooli ühele poole välja keerates roolisüsteemi vardad ja õõtsad üksteise vastu läheks. Sõiduki arvatatud pöörderaadiused ratast keerates on näidatud Tabel 3.

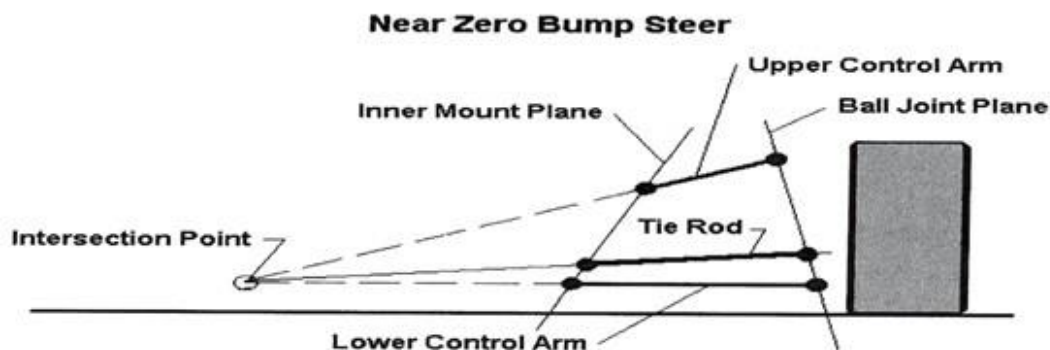
Tabel 3. Roolisüsteemi nurgad

Pöördenurk	Roolilati liikumine, mm	Roolilati ülekanne:1, Vasak ratas	Roolilati ülekanne:1, Parema ratas	Ackermann%
60,00 LH	0	0	0	0
50,00 LH	58.82	2.44	2.7	10.96
40,00 LH	48.92	2.78	3.1	9.73
30,00 LH	37.69	3.14	3.39	8.92
20,00 LH	25.54	3.41	3.57	9.04
10,00 LH	12.86	3.57	3.65	9.79
5,00 LH	6.43	3.62	3.65	10.57
Sirge	0	3.63	3.63	0
5,00 RH	6.43	3.65	3.62	10.57
10,00 RH	12.86	3.65	3.57	9.79
20,00 RH	25.54	3.57	3.41	9.04
30,00 RH	37.69	3.39	3.14	8.92
40,00 RH	48.92	3.1	2.78	9.73
50,00 RH	58.82	2.7	2.44	10.96
60,00 RH	0	0	0	0

Tähtsaks ülesandeks sai parasiitroolimise minimaliseerimine vedrustuse käigul, sest see mõjutab sõiduki juhitavust ka järskul pidurdamisel. Parasiitroolimine on ratta kokku- ja lahkujooksu muutus üle ebatasase pinna sõites. See tekib vedrustuse üles-alla liikudes ning sellest on võimatu lahti saada. Järsul pidurdamisel kandub suur osa massist tagasillalt esisillale ning esivedrustus surutakse kokku. [8]

Parasiitroolimist mõjutab roolilati asukoht ning rataste hetketsentrite asukoht. Et saada parasiitroolimine minimaalseks, on vaja asetada roolilatt sellisel viisil, et rooliotsad oleksid suunatud hetketsentri punkti poole. Samuti peab rooliots vastama kindlale pikkusele. See tähendab, et rooliots peab kinnituma käändmiku küljes samal joonel, mis ülemine ja alumine õõts. Samal õõtsade kinnituse

joonel peab rooliots kinnituma ka kere küljes. Sel juhul on parasiitroolimise väärtus peaaegu nullilähedane.[9]



Sele 11. Rooliotsa asetus hetketsentri suhtes [7].

Bagi ehitamisel tekkis roolilati määramisega probleeme esisilla reduktori tõttu. Kuna veovõllide suund pidi ratta rummuga olema võimalikult sirge, siis roolilati asukoht pidi minema reduktori taha. See mõjutas sõiduki parasiitroolimist. Disainides saadi lahku- ja kokkujooks staatilises olekus null, kuid vedrustuse üles-alla liikudes muutus kokkujooks 0-9 mm ja lahkujooks 0-(-15) mm. Uue kinemaatika puhul tuleks need väärtused veel rohkem nullväärtuse lähedale saavutada, sest Bagiga üle küngaste sõites on rooli jõnksumine üleliigne ning väsitab käsi. Lahku-ja kokkujooksu muutus vedrustuse käigul on näidatud Tabel 4.

Tabel 4. lahku-kokkujooksu muutus.

Vedrustuse käik	Kokku-lahkujooks, mm
182,85 kompressioon	-15,02 toe out
180,00 kompressioon	-14,74 toe out
160,00 kompressioon	-12,86 toe out
140,00 kompressioon	-11,06 toe out
120,00 kompressioon	-9,33 toe out
100,00 kompressioon	-7,66 toe out
80,00 kompressioon	-6,05 toe out
60,00 kompressioon	-4,48 toe out
40,00 kompressioon	-2,96 toe out
20,00 kompressioon	-1,47 toe out

Vedrustuse käik	Kokku-lahkujooks, mm
Staatiline	0
20,00 lahtikäik	1,44 toe in
40,00 lahtikäik	2,87 toe in
60,00 lahtikäik	4,29 toe in
80,00 lahtikäik	5,71 toe in
100,00 lahtikäik	7,14 toe in
120,00 lahtikäik	8,58 toe in
125,81 lahtikäik	9,01 toe in

2.3. Tagatelje kinemaatika

Tagasilla projekteerimisel on üldiselt vaja täita samad ülesanded, mis esisilla vedrustuse projekteerimisel. Kuna Bagi oli mõeldud nelikveona, siis mõlemal sillal on sillakäik piiratud veovõllide optimaalse nurga tõttu. On olnud juhuseid, kus liigse vedrustuse käigu tõttu võib veovõll reduktorist välja tulla. Tagasilla vedrustuse kõrguse määrajaks sai tagasilla reduktori asukoht.

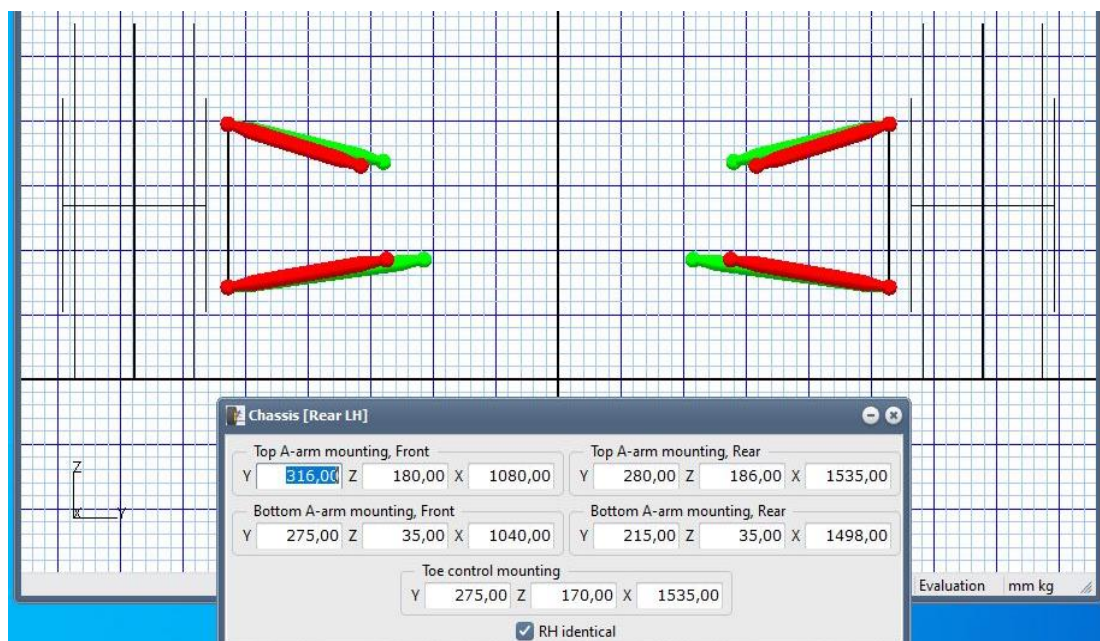
Tagasilla projekteerimisel sätiti järgmised ülesanded:

1. Vedrustuse tüübi valik
2. Amordipüstaku valik
3. Ratta külgakalde määramine
4. Hetketsentri ja külgakaldetsentri määramine

Jäigale vedrustuse tüübile eelistati valmistada topeltõõtshark vedrustuse tüüp ka tagasillale. See tähendab, et ka tagasild on sõltumatu vedrustusega ning tagasilla geomeetria on palju parem maastiku ületamiseks reguleerida. Topeltõõtshark süsteem tagasillal tagab ka madalama silla ja massikeskme kõrguse, mis omakorda vähendab kere kaldumist kurvides. Et tagada veel parem vedrustuse geomeetria võib silda veel allapoole lasta.

Kui oli valitud taga vedrustuse tüüp, võis alustada õõtsade asukohtade sisendandmete sisestamist susprog3d programmi. Jällegi tuli programmis määrata õõtsade kinnituspunktide koordinaadid sõiduki raami küljes ja käändmiku küljes. Neid koordinaate korrigeerides sai muuta ka tagasilla vedrustuse geomeetria ning valida just selline geomeetria, mis oli soovitud. Tagasilla õõtsade kinnituspunktide määramisel pidi arvestama ka mootori asukohaga, et sillaosad ei jääks

mootoriosadele ette. Tagasilla õõtshoobade staatiline asend ja õõtsade koordinaadid on näidatud Sele 12.



Sele 12. Tagasilla õõtsade asukohad.

Amordipüstak sai valitud samuti coilover tüüp ning lõplik vedru kokkusurumise jõuga 19 N/mm kohta. See püstaku tüüp kasutab vähem ruumi ning võimaldab nii esisilla kui tagasilla kõrguse muutmist vastavalt vajadusele. Amordipüstaku ülekandetegur tuli 1.716 ning ülekandetegur suurenes püstakut kokku surudes. See tähendab, et tagasilla jäikus kere kaldumisel vähenes. Amordipüstaku ülekandetegur vedrustuse käigul on näidatud joonisel 15.

Tabel 5. Tagasilla amordipüstaku ülekandearvud.

Coilover püstak, mm	Ülekandetegur:1	Pikkus, mm
121,15 kompressioon	1.914	437
120,00 kompressioon	1.91	437.6
100,00 kompressioon	1.856	448.22
80,00 kompressioon	1.813	459.12
60,00 kompressioon	1.779	470.26
40,00 kompressioon	1.752	481.59
20,00 kompressioon	1.731	493.07
Staatiline	1.716	504.68
20,00 lahtikäik	1.703	516.39
40,00 lahtikäik	1.694	528.16

Coilover püstak, mm	Ülekandetegur:1	Pikkus, mm
60,00 lahtikäik	1.687	540
80,00 lahtikäik	1.683	551.87
100,00 lahtikäik	1.679	563.77
120,00 lahtikäik	1.676	575.69
140,00 lahtikäik	1.673	587.64
147,30 lahtikäik	1.672	592

Tagasilla ratta külgakalde muutus on topeltharkõõts vedrustuse süsteemi puhul üpris väike. Staatilises olekus sai ratta külgakalle valitud null kraadi ning muutus vedrustuse käigu puhul alla ± 0.3 kraadi. See tagab sõidukile maksimaalse tagasilla rehvide kontakti pinna teepinnaga isegi vedrustuse täielikul käigul. Kinemaatika paranduse all võib ratta külgakallet negatiivsele poolele viia, et aidata vedrustuse käigul rehvipinna maksimaalset kasutamist.

Sõiduki tagasilla disaini ei projekteeritud tagasilla kokku- ja lahkujooksu reguleerimist. Seda sellepärast, et kohe algul prooviti see saada 0 mm peale, et see ei mõjutaks tagasilla veovõlle. Stabiilsuse suurendamiseks on kasutatud ka minimaalset käändtelje pikikalde nurka. See on hea viis lihtsustada üldise silla ehitust, kuid samas vähendab käändtelje nurkade reguleerimise võimalust.

Tabel 6. Tagasilla nurkade muutus vedrustuse käigul.

Vasak ratas	Ratta külgakalle, kraadi	Ratta pikikalle, kraadi	Kingpin nurk, kraadi	Külgakaldumistsentri kõrgus, mm	Ratta hetketsentri pikkus, mm
4,00 Rullumine vasakule	0.24	-1.65	-0.24	210.14	693.46
3,00 Rullumine vasakule	0.21	-1.54	-0.21	210.68	707.93
2,00 Rullumine vasakule	0.16	-1.43	-0.16	211.08	722.13
1,00 Rullumine vasakule	0.09	-1.32	-0.09	211.32	736
0,00 rullumine	0	-1.2	0	211.41	749.46
1,00 Rullumine paremale	-0.1	-1.08	0.1	211.32	762.48
2,00 Rullumine paremale	-0.22	-0.96	0.22	211.08	774.95

Vasak ratas	Ratta külgakalle, kraadi	Ratta pikikalle, kraadi	Kingpin nurk, kraadi	Külgakaldumistsentri kõrgus, mm	Ratta hetketsentri pikkus, mm
3,00 Rullumine paremale	-0.35	-0.84	0.35	210.68	786.83
4,00 Rullumine paremale	-0.5	-0.71	0.5	210.14	798.04
Parem ratas	Ratta külgakalle, kraadi	Ratta pikikalle, kraadi	Kingpin nurk, kraadi	Külgakaldumistsentri kõrgus, mm	Ratta hetketsentri pikkus, mm
4,00 Rullumine vasakule	-0.5	-0.71	0.5	210.14	798.04
3,00 Rullumine vasakule	-0.35	-0.84	0.35	210.68	786.83
2,00 Rullumine vasakule	-0.22	-0.96	0.22	211.08	774.95
1,00 Rullumine vasakule	-0.1	-1.08	0.1	211.32	762.48
0,00 rullumine	0	-1.2	0	211.41	749.46
1,00 Rullumine paremale	0.09	-1.32	-0.09	211.32	736
2,00 Rullumine paremale	0.16	-1.43	-0.16	211.08	722.13
3,00 Rullumine paremale	0.21	-1.54	-0.21	210.68	707.93

Tagasilla rataste hetketsentri pikkus saadi 628-708 mm. See aitab kaasa tagumiste rataste külgakalde hoidmisele kurvi minnes. Tagasilla külgakaldetsenter sai projekteeritud 224 mm peale. Kuna sõiduk mootor asub tagasilla juures, siis raskuskese on tagasillal kõrgemal kui esisillal. See tähendab, et ka külgakaldetsenter võib tagasillal kõrgemal olla kui esisillal. Hetke- ja külgakaldumistsentrite muutus on näidatud joonisel 16.

3. BAJA SAE VEDRUSTUSE KINEMAATIKA PARENDUSED

3.1. Esitelje kinemaatika parandus

Esitelje vedrustuse tüübi valikus on 2 erinevat tüüpi: Topelt õõtshark vedrustus ja MacPherson vedrupüstak. Esitelje vedrustuse tüübi valik sõltub järgmistest oludest:

1. Sõiduki soovitud geomeetria
2. Vedrustuse hooldamise keerukus
3. Vedrustuse konstruktsiooni keerukus
4. Materjali valik

Mõlemal vedrustuse tüübil on omad eelised ja puudused. MacPherson vedrupüstak on lihtsama konstruktsiooniga, kergem ning vähem ruumikam vedrustuse tüüp. Topelt õõtshark on samas tugevam vedrustuse tüüp, mis võtab hästi vastu teepinna konarustest tekkivaid jõudusid. Kuigi topelt õõtshark süsteemi on kallim valmistada, on see parem valik Bagi ehitamiseks, sest selle ehitus lubab kergemat ja paremat silla reguleerimist.

Vastavalt eelnevalt nimetatud oludele on esitelje vedrustuse tüübi valikuks topelt õõtshark vedrustuse tüüp. Baja Sae reeglite kohaselt võiks sõiduki laius olla kuni 1620mm ning õigetes mõõtudes valmistatud topelt õõtshark süsteem seda ka ei ületa. Teine põhjus, miks valida see vedrustuse tüüp on käändmiku kerge ehitus. See vajab ainult kolme ühenduspunkti: alumise ja ülemise õõtsa kinnitus ning rooliotsa kinnitus.

Sõiduki esisilla geomeetria peaks täitma järgmised tingimused:

1. 3 kraadi käändtelje pikikalle
2. -2 kraadi ratta külgakalle
3. Sõiduki külgakaldumistsenter kuni 115 mm kõrgel.
4. Anti-lift ja anti-dive kinemaatika parandus

Uue vedrustuse kinemaatika projekteerimisel tuleb kasutusele võtta anti-dive ja anti-lift kinemaatika parandus. Anti-dive geomeetriat kasutatakse esisilla langemise parandamiseks sirge joonel sõites järsul pidurdamisel. Sõiduki pidurdamisel mõjutavad pidurdusjõud kere nii, et sõiduki kere tahab ümber oma massikeskme pöörduda ning tekib sisse efekt, kus esisild langeb ja tagasild kerkib üles. Anti-dive geomeetria protsent määrab esisilla vedrustuse kokkuvajumist ehk mida suurem on anti-

dive protsent, seda vähem vajub esisilla vedrustus kokku [8]. Anti-dive protsent sõiduki staatilises olekus saavutati 6%. Anti-dive protsendi saab välja arvutada valemiga (1).

$$\%Anti - Dive = EPJ\% * \tan \alpha * A \quad (1)$$

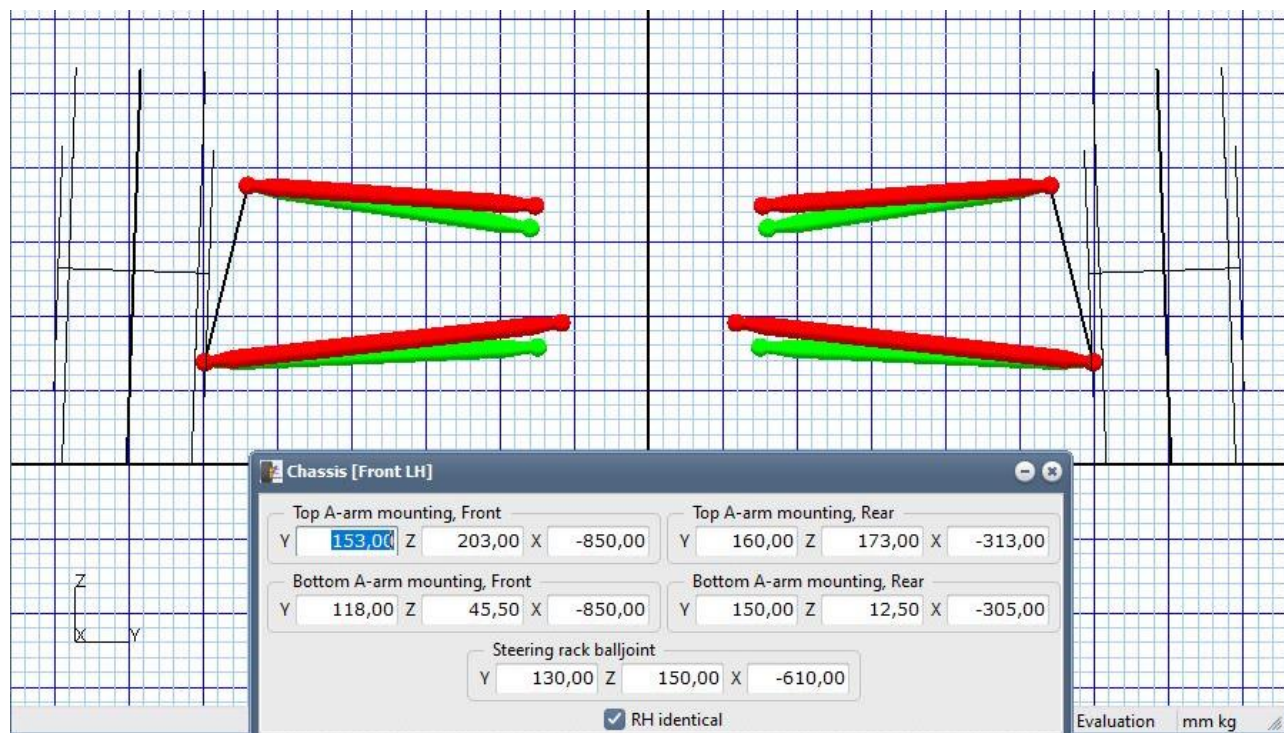
kus	EPJ	Esisilla pidurdusjõu protsent
	$\tan \alpha$	Hetketsentri kõrgus/hetketsentri pikkus= 3.14
	A	Teljevahe/massikeskme kõrgus=1.77

Anti-lift geomeetria tähendab vastupidiselt anti-dive geomeetria eesistilla vedrustuse tõusmist sõiduki kiirendamisel. Suurem anti-lift protsent aitab sõiduki vedrustusel keret vähem endast eemale lükata ning sõiduki nina tõsta. Antud sõiduki eesistilla projekteerimisel tuleks anti-lift protsent viia negatiivseks väärtuseks, et abistada eesistillal takistuste ületamist [8]. Väiksema anti-lift väärtusega saab takistuse ületamiseks kasutada väikest kiirendamist, et tõsta korraks sõiduki kere nina, sellega tõstes sõiduki esiosa kliirensit. Eesistilla anti-lift väärtus uue kinemaatika puhul oleks staatilises olekus 8% ja maksimaalsel vedrustuse kokkusurumusel väärtus ei muutuks. Sõiduki anti-lift väärtust saab arvutada valemiga (2).

$$\%Anti - lift = \frac{L}{H} * \tan \alpha * 100\% \quad (2)$$

kus	L	Teljevahe, mm
	H	Massikeskme kõrgus maast, mm
	$\tan \alpha$	Hetketsentri kõrgus/hetketsentri pikkus= 3.14

Esisilla vedrustuse kinemaatika paranduseks tuleb susprog3d programmis ära muuta õõtsade asukohad, et oleksid täidetud ratta pikikalde ja külgakalde soovitud nurgad. Samuti tuli sõiduki kere langetada, et eesistilla külgakaldumisnurk oleks vastav. Algne sõiduki staatiline kõrgus maapinnast oli 150 mm, kuid uue geomeetria projekteerimisel langetati seda 5 mm võrra. See aitas kaasa külgakaldumistsentrite paika panemisele vastavalt soovitud tulemusele. Eesistilla õõtsade asukohad on näidatud Sele 13.



Sele 13. Esisilla õõtsade uued asukohad.

Soovitud piki-ja külgakalde määramisel ning uute harkõõtsade asukohtade määramisega muutus ka esisilla geomeetria vedrustuse käigul. Saavutati lühemad hetketsentrite pikkused ning madalam külgakaldumistsentri kõrgus. Ratta hetketsentrite pikkused uue kinemaatika puhul on 1287-1458 mm. Külgakaldetsentri kõrgus staatilises olekus on 115 mm. Ratta kül-ja pikikalde muutused ning tsentrite muutused vedrustuse käigul on näidatud Tabel 7.

Tabel 7. Uue esisilla geomeetria muutused silla käigul.

Vasak ratas	Ratta külgakalle, kraadi	Ratta pikikalle, kraadi	Ratta järeljooks, kraadi	Külgakaldumistsentri kõrgus, mm	Ratta hetketsentri pikkus, mm
4,00 rullumine vasakule	-0.12	2.93	13.35	114.66	1287.97
3,00 rullumine vasakule	-0.58	2.95	13.4	115.08	1310.02
2,00 rullumine vasakule	-1.04	2.97	13.42	115.38	1331.92
1,00 rullumine vasakule	-1.52	2.99	13.44	115.57	1353.64
0,00 rullumine	-2	3	13.43	115.63	1375.16
1,00 rullumine paremale	-2.49	3.01	13.41	115.57	1396.45

Vasak ratas	Ratta külgakalle, kraadi	Ratta pikikalle, kraadi	Ratta järeljooks, kraadi	Külgakaldumistsentri kõrgus, mm	Ratta hetketsentri pikkus, mm
2,00 rullumine paremale	-2.99	3.02	13.38	115.38	1417.47
3,00 rullumine paremale	-3.5	3.02	13.33	115.08	1438.19
4,00 rullumine paremale	-4.01	3.02	13.26	114.66	1458.59
Parem ratas	Ratta külgakalle, kraadi	Ratta pikikalle, kraadi	Ratta järeljooks, kraadi	Külgakaldumistsentri kõrgus, mm	Hetketsentri pikkus, mm
4,00 rullumine vasakule	-4.01	3.02	13.26	114.66	1458.59
3,00 rullumine vasakule	-3.5	3.02	13.33	115.08	1438.19
2,00 rullumine vasakule	-2.99	3.02	13.38	115.38	1417.47
1,00 rullumine vasakule	-2.49	3.01	13.41	115.57	1396.45
0,00 rullumine	-2	3	13.43	115.63	1375.16
1,00 rullumine paremale	-1.52	2.99	13.44	115.57	1353.64
2,00 rullumine paremale	-1.04	2.97	13.42	115.38	1331.92
3,00 rullumine paremale	-0.58	2.95	13.4	115.08	1310.02
4,00 rullumine paremale	-0.12	2.93	13.35	114.66	1287.97

Roolilati asetusega tuleb jälgida, et kurvi välimise rooliotsa käändmiku kinnitus ja roolilatt ei satuks ühele joonele, vastasel juhul puudub jõu õlg, mis on vajalik rooli sirgeks keeramiseks. Ideaalne roolilati asukoht oleks juhul, kui kurvi sisemine rooliotsa kinnitus käändmikul ja roolilatt satuks ühele joonele.

Roolisüsteem peaks vastama järgmistele tingimustele:

1. Võimalikult suur Ackermani protsent
2. Minimaalne parasiitroolimine

3. Ratta järeljooksu nurk kuni 15 kraadi

Et tagada roolisüsteemis võimalikult suur Ackermani protsent, tuleb paigutada roolilatt esisillast tahapoole. Samuti peavad rooliotsa kinnitused käändmikul olema ratta tsentrist tagapool. Roolilati asukoht mõjutab samuti parasiitroolimist. Kuna sõiduki eesmärk on läbida suurte konarustega maastiku rada, siis roolilati ülekanne võiks jääda samaks, mida kasutati Bagi projekteerimisel. See ülekanne tagab, et juht ei pea roolist lahti laskma seda lukust lukku keerates ning roolisüsteem on kiirem.

Ackermani protsendi suurendamiseks sai roolilatt toodud käändmikutele ligemale ning rooliotsa kinnitust käändmiku küljes veidi kaugemale. Antud konfiguratsioon võimaldas ackermani protsenti suurendada üle 3 korra. Roolisüsteemi ackermani suurim protsent saavutati 35% rataste täielikult välja pööratud asendis. Roolisüsteemi pöördenurgad on näidatud Tabel 8.

Tabel 8. Rooli pöördenurgad

Pöördenurk, kraadi	Roolilati liikumine, mm	Roolilati ülekanne:1, Vasak ratas	Roolilati ülekanne:1, Parema ratas	Ackermann%
50,00 LH	0	2.66	3.37	0
40,00 LH	48.02	2.12	3.2	35.63
30,00 LH	36.52	2.65	3.4	28.79
20,00 LH	24.45	3.03	3.48	27.03
10,00 LH	12.16	3.28	3.47	27.87
5,00 LH	6.05	3.36	3.43	29.37
Sirge	0	3.4	3.4	0
5,00 RH	6.05	3.43	3.36	29.37
10,00 RH	12.16	3.47	3.28	27.87
20,00 RH	24.45	3.48	3.03	27.03
30,00 RH	36.52	3.4	2.65	28.79
40,00 RH	48.02	3.2	2.12	35.63
50,00 RH	0	3.37	2.66	0

Roolilati ja rooliotsa kinnituse asukoha muutmisega sai minimaliseerida ka parasiitroolimise tekkimise. Eelnevalt oli suurim rataste lahkujooks vedrustuse maksimaalselt kokku surumisel -15 mm, praeguse roolisüsteemi kinemaatika puhul on selleks -10 mm. Maksimaalse vedrustuse kokku

surumise sai saavutada ainult hüppest maandumisel. Parasiitroolimise näidud vedrustuse käigul on näidatud Tabel 9.

Tabel 9. Parasiitroolimine vedrustuse käigul

Vedrustuse käik	Kokku- ja lahkujooks, mm
179,24 kompressioon	-6,75 toe out
160,00 kompressioon	-4,73 toe out
140,00 kompressioon	-2,99 toe out
120,00 kompressioon	-1,60 toe out
100,00 kompressioon	-0,55 toe out
80,00 kompressioon	0,18 toe in
60,00 kompressioon	0,60 toe in
40,00 kompressioon	0,70 toe in
20,00 kompressioon	0,50 toe in
Staatiline	-0.01
20,00 lahtikäik	-0,82 toe out
40,00 lahtikäik	-1,96 toe out
60,00 lahtikäik	-3,42 toe out
80,00 lahtikäik	-5,22 toe out
100,00 lahtikäik	-7,38 toe out
120,00 lahtikäik	-9,93 toe out
124,99 lahtikäik	-10,63 toe out

3.2. Tagatelje kinemaatika parendus

Tagasilla vedrustuse tüübiks võib samuti valida topelt harkõõts süsteemiga, sarnase esisillaga, kuid väikeste muudatustega, et tagada optimaalne tagasilla vedrustuse geomeetria ja suurem võimalus tagasilla reguleerimiseks.

Tagasilla projekteerimisel on vajalik täita järgmised tingimused:

1. Ratta külgakalle -2-0 kraadi
2. Külgakaldumistsentri kõrgus kuni 210 mm
3. Anti-lift ja anti-squat geomeetria optimeerimine

Tagasilla kinemaatika paranduse projekteerimiseks võib kasutada vana Susprog3d faili, kus õõtsade kinnituskohad on raami koordinaatsüsteemiga kokku viidud. Paranduse sissetoomiseks on vajalik varem paika pandud õõtsi modifitseerida ning kinnitusasukohti veidi muuta. Tagasilla käändmikud, pidurisüsteem ja veojõu süsteem jääb samaks, mis oli varem kasutusel.

Sõiduki tagasilla tõusmist järsul pidurdamisel mõjutab anti-lift geomeetria. Tagasilla anti-lift parameeter peaks olema positiivne, et tagada väiksem kaalu ümberjaotus esisillale ning tagumiste rataste kontakti pinna vähenemine teepinnaga. Väiksem kaalu ümberjaotus esisillale tagab, et üle takistuse sõites ja pidurdades, ei istuks esisild vastu maad ning esisilla kliirens oleks teepinna jaoks sobiv. Tagasilla anti-lift protsent saavutati 2.6%, kuid antud väärtust võiks suuremaks saada. Arvutuskäik on näidatud valemil (3).

$$\%Anti - lift = TPJ\% * \tan \alpha * A \quad (3)$$

kus	TPJ	Tagumine pidurdusjõud, %
	$\tan \alpha$	Hetketsentri kõrgus/hetketsentri pikkus=2.14
	A	teljevahe/massikeskme kõrgus=1.77

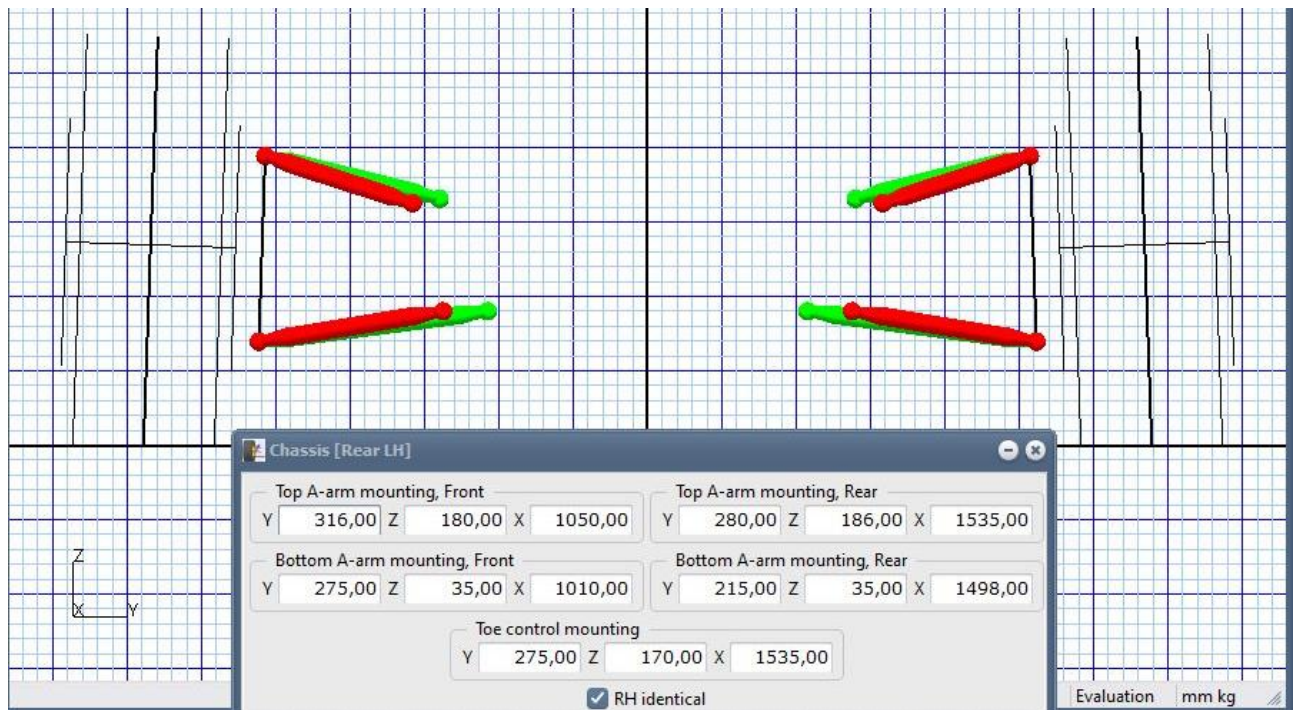
Tagasilla anti-squat on vastupidine geomeetria parameeter anti-liftile, kus sõiduki kiirendamisel vajub tagumise silla vedrustus kokku. Positiivne anti-squat parameeter tagumisel vedrustusel tagab, et sõiduki tagasilla komprimeerumine kiirendamisel on minimaalne. Anti-squat parameetri väärtus ei tohiks olla ka liiga suur, vastasel juhul võib sõiduki kere üle takistuse kiirendamisel sattuda kontakti maapinnaga ning suurendada kinni jäämise võimalust. Tagasilla anti- geomeetria võiks mõlema parameetri puhul olla positiivne.

Tagasilla anti-squat protsent saadi 6% ning arvutuskäik on näidatud valemil (4).

$$\%Anti - squat = \frac{\tan \alpha}{H/L} * 100\% \quad (4)$$

kus	$\tan \alpha$	Hetketsentri(kõrgus)/hetketsenter(pikkus)=2.14
	L	Sõiduki teljevahe

Tagasilla optimaalse geomeetria saavutamiseks oli samuti vaja muuta sõiduki kõrgust madalamaks 5 mm ning modifitseerida õõtsade asukohti. Kasutati vana veermiku Susprog3d faili, millel viidi muudatused sisse tagasilla õõtsa x telje väärtuses ning käändtelje külgskalde nurgas. Tagasilla käändtelje külgskalle sai määratud -2 kraadi.



Sele 14. Tagasilla õõtsade asukohad.

Õõtsade asukohta muutmise ja negatiivse ratta külgskalde määramise saavutati külgskaldumistsentri pikkus alla 210 mm. Et eelnevalt nimetatud külgskaldumis väärtus saavutada tuli ratta pikikaldumis nurk määrata 0 kraadi. Eelnevalt oli see määratud 1.2 kraadi, seega ei mõjuta see tugevalt veermiku kinemaatikat. Tagasilla hetketsentri pikkuse väärtus muutus väga vähesel määral, antud konfiguratsioonis on hetketsentri pikkus tagasillas 685-799 mm.

Tabel 10. Uue tagasilla geomeetria muutused silla käigul.

Vasak ratas	Ratta külgakalle, kraadi	Ratta pikikalle, kraadi	Külgakaldumistsentri kõrgus, mm	Hetketsentri pikkus, mm
4,00 rullumine vasakule	-1.79	-0.42	204.48	685.52
3,00 rullumine vasakule	-1.81	-0.32	204.94	700.75
2,00 rullumine vasakule	-1.86	-0.21	205.27	715.82
1,00 rullumine vasakule	-1.92	-0.11	205.47	730.67
0,00 roll	-2	0	205.55	745.22
1,00 rullumine paremale	-2.1	0.11	205.47	759.42
2,00 rullumine paremale	-2.22	0.22	205.27	773.18
3,00 rullumine paremale	-2.35	0.34	204.94	786.45
4,00 rullumine paremale	-2.49	0.46	204.48	799.14
Parem ratas	Ratta külgakalle, kraadi	Ratta pikikalle, kraadi	Külgakaldumistsentri kõrgus, mm	Hetketsentri pikkus, mm
4,00 rullumine vasakule	-2.49	0.46	204.48	799.14
3,00 rullumine vasakule	-2.35	0.34	204.94	786.45
2,00 rullumine vasakule	-2.22	0.22	205.27	773.18
1,00 rullumine vasakule	-2.1	0.11	205.47	759.42
0,00 roll	-2	0	205.55	745.22
1,00 rullumine paremale	-1.92	-0.11	205.47	730.67
2,00 rullumine paremale	-1.86	-0.21	205.27	715.82
3,00 rullumine paremale	-1.81	-0.32	204.94	700.75
4,00 rullumine paremale	-1.79	-0.42	204.48	685.52

KOKKUVÕTE

Baja Sae bagi on sõiduk, mis võimaldab liigelda erineva maastiku peal kartmata kinnijäämis ohtu.. Bagisid on ehitatud juba pikka aega ning projekteerijatel on tekkinud üldine arusaam, kuidas masina kinemaatika peaks töötama, et nendele teeoludele masin vastu peaks.

Lõputöö esimeses osas antakse ülevaade Tallinna tehnikakõrgkooli AT2018 kursuse üliõpilaste poolt ehitatud Baja Sae üldistele reeglitele vastav sõiduki kinemaatikast ning analüüsitakse mida tehti bagi projekteerimisel hästi ning mis parameetrid vajaksid parendust. Lõputöös analüüsitakse vedrustuse esitelje ja tagatelje kinemaatikat ning roolisüsteemi geomeetriat.

Lõputöö autor leidis, et projekteeritud ja valmistatud vedrustus oli toimiv, kuid vajab edasi arendamist, et Bagi oleks võimeline paremini teeolusid ületama. Peamine puudus bagil oli suur sõiduki alajuhitavus tagasillal asuva mootori tõttu. Antud konfiguratsioonis oli esisild liiga kerge ning projekteeritud roolisüsteemi geomeetria ei aidanud sõiduki suuna juhtimisele kaasa.

Töö käigus võeti vedrustuse kinemaatika analüüsimiseks kasutusele arvutiprogramm Susprog3d, kuhu sisestati algupärast ehitatud Bagi mõõtmed ning teised parameetrid. Arvutiprogramm on suuteline välja arvutama peamised parameetrid, mille ümber sõiduki vedrustus liigub ning antud parameetrid võeti analüüsi aluseks.

Diplomitöö teises osas võeti kokku eelnevalt analüüsitud parameetrid ning tehti korrektsioone veermiku kinemaatika optimeerimiseks. Samuti arvutiprogrammi Susprog3d abil analüüsiti programmi välja arvutatud parameetreid. Kõiki optimaalseid vedrustuse nurki, mis olid eesmärgiks seatud, ei suudetud saavutada.

Lõputöös tehtud vedrustuse kinemaatika uus lahendus on tehtud analüüside põhjal ning ei ole praktikas kasutusele võetud. Saamaks parimat vedrustuse tulemust tuleks antud parenduste pakkumised kasutusele võtta uue bagi ehitamisel ning katsetada, kas uue kinemaatika pakkumised on antud sõidukile sobilikud ning parandavad sõiduki juhitavust.

SUMMARY

Baja Sae is a competition in which competitors design and race small offroad vehicles. Most competitors are students from universities all over the world. The Society of Automotive Engineers are responsible for the competition and have set the goal for competitors to design a vehicle that can race on the harshest terrain and survive the competition.

The following thesis *Baja Sae suspension analysis* consists of two separate analysis. First part is an analysis of Baja Sae buggy suspension designed by students of Technical University of Applied Sciences. In the first part of the thesis, there is an overview of suspension geometry and design solutions that had been made to optimize suspension geometry. The analysis consists of three main parts: front suspension analysis, steering geometry analysis and rear suspension analysis.

The analysis of the suspension is based on the primary aspects for offroad vehicle suspension geometry, such as Camber, caster and turn angels. In the first part of the thesis, there is and explanation of importance for each parameter that is analyzed. The most important parameter that needs correction is understeering in current design of the steering geometry.

The second part of the thesis consists of suggestions for corrections in the suspension design and analysis of suggested corrections to improve the design furthermore. The second part is to improve the design of the suspension to best suite the terrain the vehicle is supposed to race on.

The suggestions for improvement of the suspension design are based on analysis only and have not yet been in use. To confirm that the suggestions for the suspension design are best suited for the terrain and the vehicle, they need to be incorporated in the next Buggy build and tested to confirm if the suspension needs further improvements. The thesis can be a starting ground for testing improved suspension design

VIIDATUD ALLIKAD

- [1] D. A, U. N, S. B and F. J.D, "Researchgate," 1 Jaanuar 2014. [Online]. Available: https://www.researchgate.net/publication/280384921_Design_Fabrication_and_Testing_of_the_Suspension_Subsystem_of_a_Single_Seater_Off-Road_Buggy. [Accessed 1 mai, 2022].
- [2] B. B, "Motortrend," Hotrod, 6 Oktoober 2009. [Online]. Available: <https://www.motortrend.com/how-to/ctrp-1001-bump-steer-explained/>. [Accessed 30 Aprill, 2022].
- [3] I. M, "Offroad Extreme," Offrad Extreme, 09 Jaanuar 2015. [Online]. Available: <https://www.offroadxtreme.com/engine-tech/brakes-suspension/off-road-suspension-101-an-inside-look/>. [Accessed 01 Mai 2022].
- [4] K. Maruste and H. I, "KUIDAS EHITADA VORMELIT?," *Inseneeria*, no. 3, pp. 19-20, 2012.
- [5] Quicktrick, "Quicktrick alignment," 8 märts, 2022. [Online]. Available: <https://quicktrickalignment.com/2022/03/08/everything-needed-know-wheel-alignment-caster-camber-toe-simple-terms/>. [Accessed 27 aprill, 2022].
- [6] A. Pal, S. Sharma and A. Jain, "The Ijes," 25 june, 2013. [Online]. Available: <https://www.theijes.com/papers/v2-i6/Part.3/G263057062.pdf>.
- [7] Racing Car tehcnology, "Ackerman? Anti-Ackerman? Or Parallel Steering?," 20 september, 2011. [Online]. Available: https://www.me.ua.edu/me364/PDF/Steering_Ackerman.pdf. [Accessed 30 aprill, 2022].
- [8] Suspension secrets, "Suspension secrets," 14 november, 2017. [Online]. Available: <https://suspensionsecrets.co.uk/instantaneous-centre/>. [Accessed 27 aprill, 2022].
- [9] J. Tapver, *ET1/ VABA KLASSI VÕISTLUSSÕIDUKI VEDRUSTUSE PROJEKTEERIMINE KASUTADES ETTEANTUD KOMPONENTE*, Tallinn: Mehaanika ja tööstustehnika instituut, 2016.

- [10] S. Sisodiya, V. Manave, P. Giri and N. Mali, *Design and Manufacturing of Steering System in an Off Road Vehicle*, Pune: D. Y. Patil College of Engineering, 2017.
- [11] R. Puksov, *VEDRUSTUSSÜSTEEMI PROJEKTEERIMINE FORMULA STUDENT KLASSI VÕISTLUSAUTOLE FEST20*, Tallinn: TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL, 2021.
- [12] S. S, "Researchgate," 1 Juuni 2018. [Online]. Available: view-source:https://www.researchgate.net/publication/326023396_Suspension_Design_and_testing_of_an_All-Terrain_Vehicle_using_Multi-body_dynamics_Approach. [Accessed 01 Mai 2022].
- [13] S. Siddharth and R. Xu, "Medium," PIX moving, 21 juuni 2019. [Online]. Available: <https://medium.com/pixmoving/fine-tuning-steering-system-design-using-msc-adams-bb64692f4895>. [Accessed 30 aprill, 2022].