



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL
INSENERITEADUSKOND
Mehaanika ja tööstustehnika instituut

KONTSEPTSIOONI ANALÜÜS ELEKTRIAJAMIGA SÕIDUKI VALMISTAMISEKS

CONCEPTUAL ANALYSIS FOR ELECTRIC VEHICLE DESIGN

MAGISTRITÖÖ

Üliõpilane: Oliver Metsatsirk

Üliõpilaskood 176531MATM

Juhendaja: Hans Rämmal, dotsent

AUTORIDEKLARATSIOON

Olen koostanud lõputöö iseseisvalt.

Lõputöö alusel ei ole varem kutse- või teaduskraadi või inseneridiplomit taotletud.

Kõik töö koostamisel kasutatud teiste autorite tööd, olulised seisukohad, kirjandusallikatest ja mujalt pärinevad andmed on viidatud.

"....." 201.....

Autor:

/ allkiri /

Töö vastab bakalaureusetöö/magistritööle esitatud nõuetele

"....." 201.....

Juhendaja:

/ allkiri /

Kaitsmisele lubatud

".....".....201... .

Kaitsmiskomisjoni esimees

/ nimi ja allkiri /

Mehaanika ja tööstustehnika instituut

LÕPUTÖÖ ÜLESANNE

Üliõpilane: Oliver Metsatsirk 176531MATM

Õppekava, peeriala: MATM02/15 Tootearendus ja tootmistehnika

Juhendaja(d): Dotsent, Hans Rämmal, 6203259

Konsultant:(nimi, amet)

..... (ettevõtte, telefon, e-post)

Lõputöö teema:

(eesti keeles) Kontseptsiooni analüüs elektriajamiga sõiduki valmistamiseks

(inglise keeles) Conceptual analysis for electric vehicle design

Lõputöö põhieesmärgid:

1. Kontseptsiooni analüüs
2. Liikumisega seonduvate arvutuste teostamine
3. Mootori kinnituste konstrueerimine ja tugevusanalüüs

Lõputöö etapid ja ajakava:

Nr	Ülesande kirjeldus	Tähtaeg
1.	Kontseptsiooni väljatöötamine CAD vormis	02.04.20
2.	Arvutuste teostamine	06.05.20
3.	Dokumentatsiooni kirjutamine	20.05.20

Töö keel: Eesti keel

Lõputöö esitamise tähtaeg: ".....".....202....a

Üliõpilane: Oliver Metsatsirk ".....".....202....a
/allkiri/

Juhendaja: Hans Rämmal ".....".....202....a
/allkiri/

Konsultant: ".....".....202....a
/allkiri/

Programmijuht: ".....".....202....a
/allkiri/

SISUKORD

Jooniste loetelu	6
Tabelite loetelu	8
Eessõna	9
Lühendite ja mõistete loetelu	10
1 SISSEJUHATUS.....	13
1 TURU-UURING ANALOOGSETEST SÕIDUKITEST.....	14
1.1 Nobe 100.....	14
1.2 Triumph GT-6.....	14
1.3 MG A.....	16
1.4 Võrdlus uuritava projektiga	17
2 SÕIDUKI KOMPONENDID	18
2.1 AC Cobra pealiskere	18
2.2 Tesla Model S mootor.....	19
2.3 Nissan Leaf akupakk	20
2.4 Mazda RX-8 veermik	21
2.4.1 Esisild	21
2.4.2 Tagasild	22
2.5 Peaülekanne	23
2.6 Teljevahe.....	25
2.6.1 Teljevahe muudatused	25
2.6.2 Uute pöördenurkade arvutamine	26
3 LIIKUMISEL MÕJUVAD JÕUD	29
3.1 Kiirendusvõime.....	29
3.1.1 Sidestusteguriga piiratud kiirendus.....	29
3.1.2 Võimsusega piiratud kiirendus	30
3.1.3 Pidurdusjõud	32
3.2 Takistusjõud	33
3.2.1 Aerodünaamiline takistusjõud	33

3.2.2	Veeretakistusjõud	35
3.2.3	Tõusutakistusjõud	36
3.2.4	Inertstakistusjõud	37
3.2.5	Takistusjõudude analüüs	38
3.3	Põikjõud	38
3.4	Sõiduulatus.....	42
4	KONTSEPTSIOONIANALÜÜSI TULEMUSED	46
4.1	Kiirendusdünaamika.....	46
4.2	Komponentide analüüs	47
4.2.1	Sõiduki tehnilised parameetrid	48
5	MOOTORIKINNITUSTE PROJEKTEERIMINE	50
5.1	Eesmärk ja lähtetingimused	50
5.2	Modelleerimine	50
5.2.1	Eesmine kinnitus	52
5.2.2	Tagumine kinnitus.....	53
5.2.3	Külgmine kinnitus.....	54
5.3	Tugevusanalüüs.....	54
5.3.1	Vertikaalselt suunatud koormuse tugevusanalüüs.....	55
5.3.2	Horisontaalselt suunatud koormuse tugevusanalüüs	56
6	TULEVIKUVAATED	58
	KOKKUVÕTE	59
	SUMMARY.....	60
	KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU	61
	GRAAFILINE OSA.....	63

Jooniste loetelu

Joonis 2.1 Nobe 100

Joonis 2.2 Triumph GT-6

Joonis 2.3 MG A

Joonis 3.1 AC Cobra pealiskere koopia toorik

Joonis 3.2 Tesla Model S tagasild ja jõuseadmed

Joonis 3.3 Tesla Model S pöördemomendi graafik

Joonis 3.4 Akupaki elementide asetus

Joonis 3.5 Mazda RX-8 esivedrustus koos roolilatiga

Joonis 3.6 Mazda RX-8 tagasild

Joonis 3.7 Diferentsiaalid

Joonis 3.8 Teljevahe ja rataste paigutus rattakoobaste suhtes

Joonis 3.9 Pöörderaadiuste erinevused

Joonis 3.10 Ackermanni põhimõtte skeem

Joonis 3.11 Pöörderaadiused uue välimise ratta pöördenurgaga

Joonis 4.1 Maksimaalne veojõud kogu sõiduki kiirusvahemikus

Joonis 4.2 AC Cobra lauppindala

Joonis 4.3 Aerodünaamiline takistusjõud

Joonis 4.4 Veeretakistusjõu muutus kiiruse muutumisega

Joonis 4.5 Tõusul sõidukile mõjuvad jõud

Joonis 4.6 Raskuskeskme asukoht külgvaates

Joonis 4.7 Raskuskeskme asukoht eestvaates

Joonis 4.8 Kriitilised kiirused sõidutrajektoiril raadiusega 200 meetrit

Joonis 5.1 Kiirendusaeg 0-100 km/h

Joonis 5.2 Kiirendusaeg 0-204,5 km/h

Joonis 6.1 Mootori kinnituskohdade asetus

Joonis 6.2 Eesmine ja külmine mootori kinnitus

Joonis 6.3 Külmine ja tagumine mootori kinnitus

Joonis 6.4 Eesmine kinnitus

Joonis 6.5 Tagumine kinnitus

Joonis 6.6 Külmine kinnitus

Joonis 6.7 Deformatsiooni simulatsioon vertikaalkoormusele

Joonis 6.8 Koormuse simulatsioon vertikaalkoormusele

Joonis 6.9 Deformatsiooni simulatsioon horisontaalkoormusele

Joonis 6.10 Koormuse simulatsioon horisontaalkoormusele

Tabelite loetelu

Tabel 2.1 Nobe tehnilised parameetrid

Tabel 2.2 Triumph GT-6 tehnilised parameetrid

Tabel 2.3 MG A tehnilised parameetrid

Tabel 3.1 Tesla Model S mootori tehnilised parameetrid

Tabel 3.2 Nissan Leafi 24kWh ja Tesla Model S 85kWh akupaki võrdlus

Tabel 3.3 Jõuülekande parameetrid

Tabel 3.4 Uue kontseptsiooni pöördekinemaatika baasandmed

Tabel 3.5 Uued veermiku parameetrid

Tabel 4.1 Rehvi sidestustegurid

Tabel 4.2 Mazda RX-8 ja uue kontseptsiooni jõuülekande võrdlus

Tabel 4.3 Veeretakistustegurid kiirusel alla 60 km/h

Tabel 4.4 Raskuskeskme asukoht

Tabel 5.1 Sõiduki komponendid

Tabel 5.2 Tehnilised parameetrid

Eessõna

Antud lõputöö teema autori isiklikul algatusel valitud. Teema on valitud isiklikust huvist väljatöötada vanasõiduki välimusega ja tänapäevase dünaamikaga elektriline sõiduk. Töö valmistamisel on konsulteeritud ja nõuandeid saadud Formula Student Team Tallinn meeskonna liikmetelt, Tallinna Tehnikaülikooli õppejõududelt ja vilistlastelt.

Magistritöö valmimisel soovin tänada Tallinna Tehnikaülikooli poolset juhendajat Hans Rämmalit ning kõiki teisi, kes olid abiks magistritöö valmimisel.

Lühendite ja mõistete loetelu

μ - sidestustegur

a_{\max} - maksimaalne kiirendusvõime

B - esisilla rööbe

CAD - raalprojekteerimine (ingl k *Computer-aided design*)

C_d - aerodünaamiline tegur

D_R - veoratta diameeter

δ_s - sisemiseratta pöördenurk

δ_v - välimise ratta pöördenurk

F - taksistusjõudude summa

F_A - aerodünaamiline takistusjõud

F_j - inertstakistusjõud

fotogrammmeetria – fotode põhjal genereeritud punktipilv

F_{pid} - pidurdusjõud

F_R - veeretakistusjõud

f_R - veeretakistustegur

F_{sid} - sidestusvõimega piiratud kiirendusjõud

F_{St} - tõusutakistusjõud

F_v – veojõud

F_{vrx} – Mazda RX-8 veojõud

g - raskuskiirendus

G - sõiduki reaktsioonijõud

h - tund

H- akupaki mahutavus

i - kogu ülekandearv

kg - kilogramm

km - kilomeeter

kW – kilovatt

kWh – kilowatt-tundi

l - telgedevahe

m - meeter

M - mootori pöördemoment

min - minut

mm - millimeeter

MPa – megapaskal

M_R - veoratta pöördemoment

m_s - sõiduki mass

n - mootori pöörlemiskiirus

Nm – njuutonmeeter

Pa - paskal

P_{mootor} - mootori võimsus

R_d - vedava ratta diameeter

rotster - lahtine kaheistmeline auto (ingl k *roadster*)

R_R - veoratta raadius

r_σ - käänmikutapi kaugus (ratta tsentrist)

s - sekund

s_h - sõiduulatus tundides

s_{sa} - sõiduulatus asulas

s_{sm} - sõiduulatus maanteel

T - pöördemoment

v - liikumiskiirus

W - reaktsioonijõud veosillal

V - Volt

π - pii

ρ - õhutihedus

Φ - töösunurk

ω_{mootor} - mootori nurkkiirus

η - jõuülekanne kasutegur

1 SISSEJUHATUS

Antud magistritöö teemaks on luua kontseptsiooni analüüs AC Cobra koopia elektrifitseerimiseks kasutades Tesla Model S tagasilla mootorit ning Mazda RX-8 veermikku. Sõiduki eesmärgiks on anda ühele kuuekümnendate sportsõidukile kaasaegse sõiduki dünaamilisus, sõiduomadused ning loodusõbralik ja keskkonnasäästlik jõuallikas. Sõiduki valmistamise juures on peamisteks komponentideks Tesla Model S tagumine mootor, Mazda RX-8 veermik ning AC Cobra pealiskere koopia.

Üha enam kogub populaarsust anda autentsetele ning juba unustatud ja harva tänavapildis esinevatele sõidukitele „uus hingamine“ elektrimootori näol. Peamiselt analoogsetest projektidest elektrimootori ja energiasalvesti paigaldamisega vanadele sõidukitele, erineb antud töös käsitletav kontseptsioon sellega, et ühildatakse erinevatelt sõidukitelt pärinevad detailid ühte sõidukisse. Selline sõiduk oleks uuenduslik ja vajalik, et tuua tagasi klassikalised vanakooli sportautod, mis oleksid loodussõbralikud ja keskkonnasäästlikud.

Magistritöö põhiosas on kirjeldatud kõigepealt valitud teema tausta ja analoogselt valmistatud sõidukeid. Seejärel on kirjeldatud sõidukile valitud jõuallikat, mehaanilisi komponente, nende paigutust ning sõiduki pealiskere. Kontseptsiooni välja töötamiseks leitakse ja analüüsitakse sõidukile liikumiseks vajalikke põhilisi komponente, mis baseeruvad „Fundamentals of Vehicle Dynamics“ väljaandel tehniliste parameetrite leidmiseks ja vajalike muudatuste tegemiseks. Komponentide paigutamisel lähtutakse eesmärgist viia sõiduki raskuskese võimalikult madalale, et tagada võimalikult ohutu ja loogiline sõidustabiilsus. Seejärel hinnatakse sõiduki kerele mõjuvaid aerodünaamilisi takistusjõudusid, et leida aerodünaamikast tekkivad vastujõud. Järgnevalt hinnatakse mootori võimekust antud massiga sõidukit liikuma panna enim kasutatavas kiirusvahemikus, lähtudes väliskarakteristikutest ning sõidukile mõjuvatest välisjõududest. Välisjõudude analüüsimine on vajalik, et leida võimsustarve erinevatel liikumiskiirustel. Selle põhjal on võimalik leida, kas valitud akupaki suurus ja mahutavus tagab piisava sõiduulatuse, mis on määratud minimaalselt 100km. Järgmisena analüüsitakse Mazda RX-8 veermiku sobivust antud sõiduki kontseptsiooni, kus tähelepanu pööratakse teljevahe muutumisest tekkivatele muutustele esirataste pöördenurkades, tagamaks sobilik pööreraadius. Lisaks analüüsitakse tagasilla jõuülekanne ühilduvust ja mõjuvaid jõudusid ning projekteeritakse sobilikud mootorikinnitused. Kontseptsiooni analüüs on sõiduki valmistamise aluseks.

1 TURU-UURING ANALOOGSETEST SÕIDUKITEST

1.1 Nobe 100

Seanest OÜ on Eestis tegelev autotootja, kus valmistatakse Nobe sõidukeid. Toote teeb eriliseks just harvaesinev autentne välimus ning kolmel rattal baseeruv veermik. Sõiduk on projekteeritud peamiselt linnaliiklusesse, millele viitavad selle mudeli kompaktsed gabariitmõõtmed, hea manööverdusvõime ning keskkonnasäästlik elektrimootor. Nobe tootevalikus on hetkel Nobe 100 ja Nobe 100GT mudelid, mis välisel vaatlusel erinevusi ei oma, kuid tehnilistes parameetrites küll. Nobe 100 on nähtav Joonisel 2.1. Sõidukiga on külastatud ka Genfi autonäitust, kus antud sõiduk osutus vägagi populaarseks. [1]

Nobe 100 ja 100GT tehnilised parameetrid on välja toodud Tabelis 2.1

Tabel 2.1 Nobe tehnilised parameetrid [1]

Sõiduk	Võimsus kW	Pöördemoment Nm	Maksimaalne kiirus km/h	Autonoomsus km	Akupaki mahutavus kWh
Nobe 100	54	825	110	210	21
Nobe 100 GT	72	1050	130	260	25-34



Joonis 2.1 Nobe 100 [1]

1.2 Triumph GT-6

Algselt Suurbritannias valmistatud Triumph GT-6 (Joonis 2.2) on sarnaselt Nobe-le valmistatud Eestis, kuid tootearendus ja tehnilised lahendused pärinevad Retro EV-st ja

Soome Metropolia Tehnikaülikoolist, kus on palju kogemusi sõidukite valmistamises. Lisaks tegeletakse Metropolia Tehnikaülikoolis tudengivormeli arendamisega. Sõiduk on registreeritud ametlikult ka Eesti Maanteeametis registreerimismärgiga EDRIVE1. [2]

Triumph GT-6 on üks klassikalise Briti sportauto hea näidis. Sõiduki tootmist alustati aastal 1966 ning see baseerus populaarsel Spitfire rotsteril (ingl k *roadster*). Antud mudelit toodeti üle 40 000 eksemplari ning tootmine lõpetati aastal 1973. [2]

Triumph GT-6 tehnilised parameetrid peale elektrifitseerimist on välja toodud Tabelis 2.2

Tabel 2.2 Triumph GT-6 tehnilised parameetrid

Sõiduk	Võimsus kW	Pöördemoment Nm	Maksimaalne kiirus km/h	Autonoomsus km	Akupaki mahutavus kWh
Triumph GT-6	110 [2]	290[2]	170 [2]	125 [2]	19[3]



Joonis 2.2 Triumph GT-6 [2]

1.3 MG A

MG A on MG poolt vahemikus 1955 kuni 1962 toodetud sportsõiduk. Sarnaselt punktis 2.2 välja toodud Triumph GT-6-le on MGA elektrifitseeritud Retro-EV poolt. MG A on näide klassikalisest vanasõidukist, mis paistab silma autentse välimuse poolest. Antud mudel oli väga populaarne, seda toodeti üle 100 000 eksemplari, millest enamus eksporditi. [4]

MG A tehnilised parameetrid peale elektrifitseerimist on välja toodud Tabel 2.3

Tabel 2.3 MG A tehnilised parameetrid [4][5]

Sõiduk	Võimsus kW	Pöördemoment Nm	Autonoomsus km	Akupaki mahutavus kWh
MGA	100	340	150	22



Joonis 2.3 MG A [4]

1.4 Võrdlus uuritava projektiga

Nii Triumph GT-6, kui ka MGA sarnanevad paljuski antud lõputöös käsitletava sõidukiga. Mõlemad sõidukid on sarnaselt analüüsitava kontseptsiooniga mõeldud sportlikuks sõiduks ning omavad autentset klassikalise vanasõiduki välimust. MGA sarnaneb käsitletava sõidukiga kõige enam just avatud katusega kerekuju poolest.

Kõik näitena välja toodud sõidukid omavad klassikalise vanasõiduki välimust, mis on varustatud elektriajamiga. Lõputöös käsitletavat sõidukit eristab välja toodud analoogidest kaasaegse sportlikusuunitlusega Mazda RX-8 veermiku integreerimine ning mootori paigutus. Triumphi ja MG A puhul on kasutatud originaalveermikku, kuid liigendid ja puksid on vahetatud tänapäevaste ning kvaliteetsemate vastu ning jõuallikas asetseb sõiduki eesosas, originaalkohal.

2 SÕIDUKI KOMPONENDID

Peatükis sõiduki komponendid on välja toodud sõiduki valmistamiseks peamised komponendid, mida kasutatakse sõiduki liikumise tagamiseks. Lisaks leitakse vajalikud muudatused, mida on vaja teha, et erinevatelt sõidukitelt pärinevad detailid antud kontseptsioonis ühilduks.

2.1 AC Cobra pealiskere

Sõidukile peamise visuaalse väärtuse annab AC Cobra kere. Antud kere on autentse ja vanasõidukile omase klassikalise välimusega. Antud pealiskere on üks kõige levinumaid, mida kasutatakse isevalmistatud klassikalise välimusega sportliku sõiduki valmistamiseks.

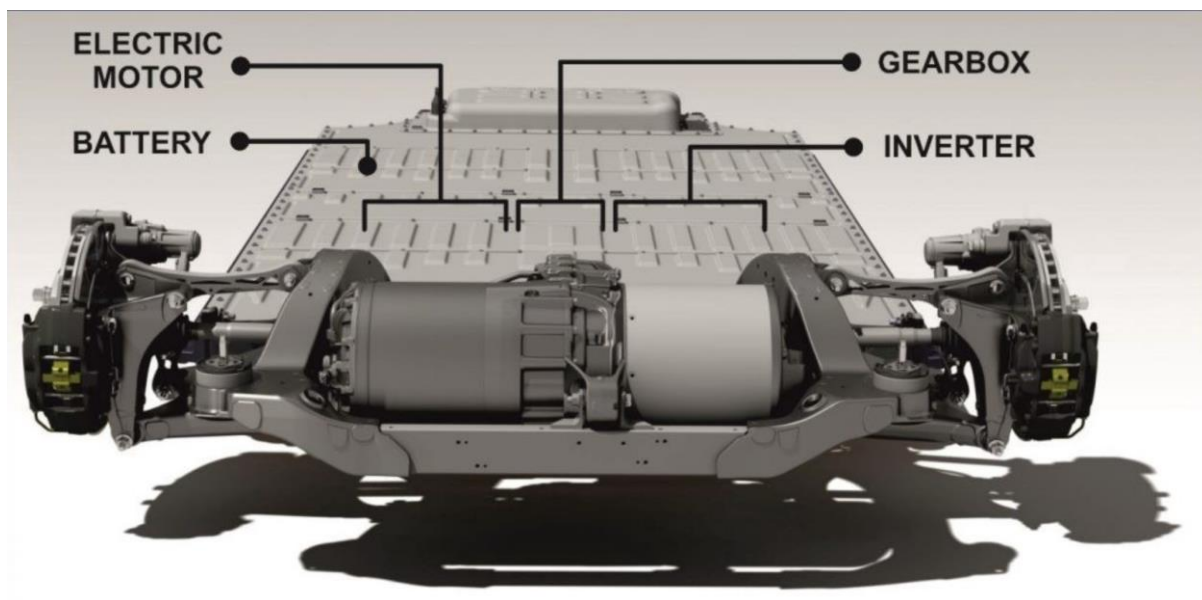
AC Cobra kere on tellitud valmistatud Poolas. Kere ja selle detailid on valmistatud klaasplastist. Tellitud kere sisaldab pealiskere, kapotti, mõlemaid uksi ja pagasiruumi luuki.



Joonis 3.1 AC Cobra pealiskere koopia toorik

2.2 Tesla Model S mootor

Sõidukile on valitud Tesla Model S 85 tagamootor, tänu millele säilib AC Cobra originaal veoskeem ning on kompaktne ja järelturul kättesaadavas hinnakategoorias. Kasutatud Tesla Model S tagamootor maksab ligikaudu 2000 eurot (01.05.2020). Tesla Model S tagamootor on nähtav Joonisel. 3.2, kus on kirjeldatud mootorikomponente ja asetust.



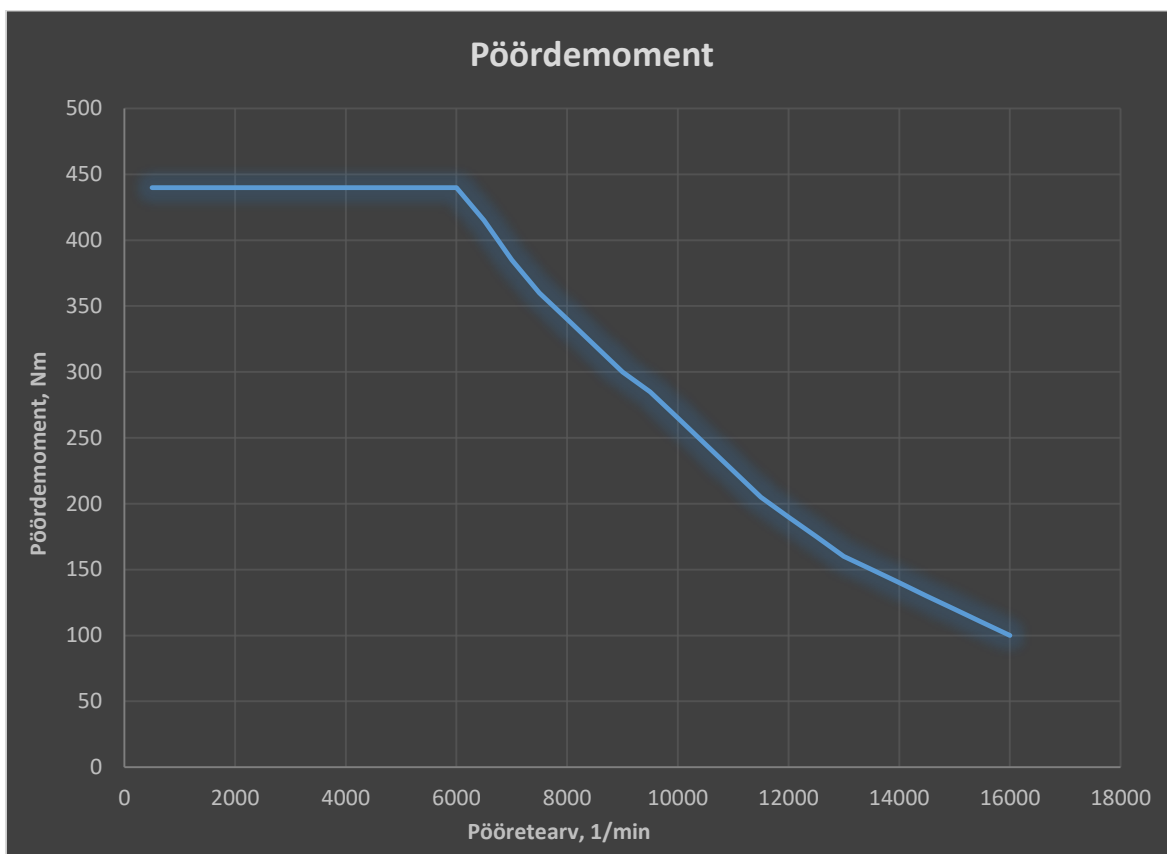
Joonis 3.2 Tesla Model S tagasild ja jõuseadmed [5]

Tesla Model S mootori tehnilised parameetrid on välja toodud Tabelis 3.1

Tabel 3.1 Tesla Model S mootori tehnilised parameetrid [6]

Tüüp	AC- induktsioon vesijahutusega mootor
Tööpinge	320 V
Maksimaalne pöörlemiskiirus	16 000 $\frac{1}{min}$
Maksimaalne võimsus	285 kW 6850 $\frac{1}{min}$ juures
Maksimaalne pöördemoment	440 Nm
Mass	135 kg

Järgnevalt on välja toodud Joonisel 3.3 Tesla Model S pöördemomendi graafik.



Joonis 3.3 Tesla Model S pöördemomendi ja pöõrlemiskiiruse graafik [7]

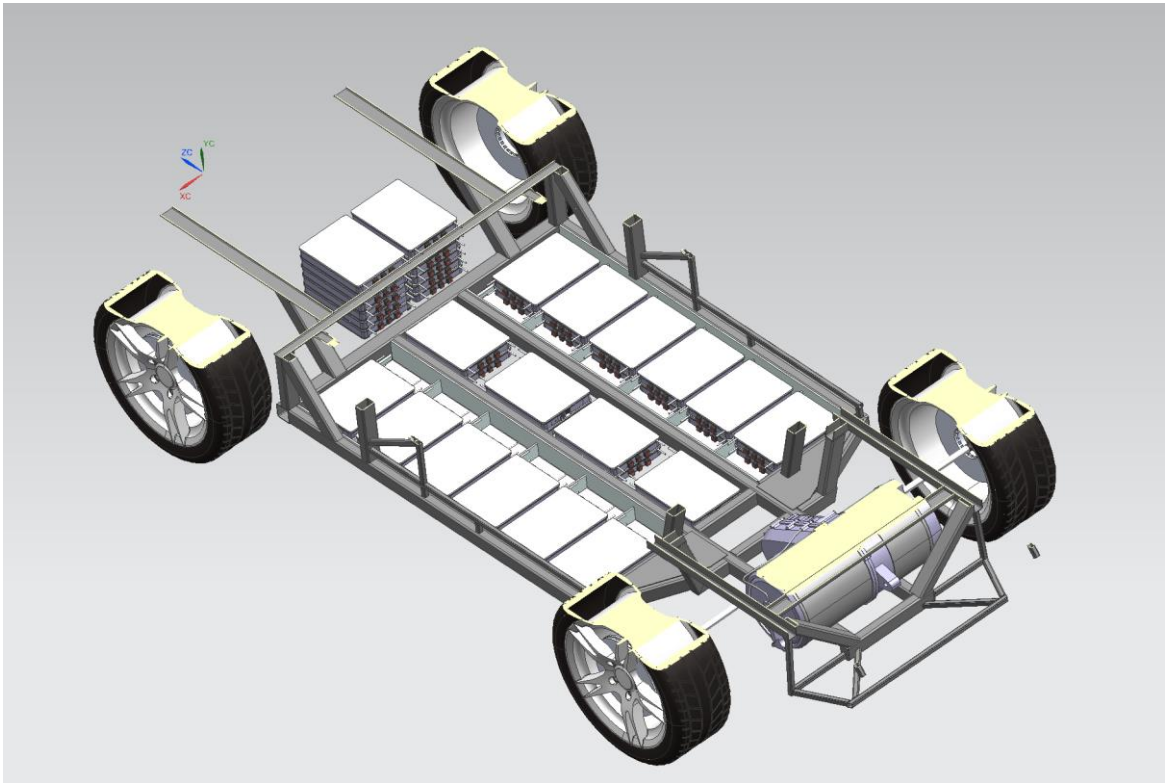
2.3 Nissan Leaf akupakk

Esmaste sõidukatasetuste ja tehnoloogia väljatöötamiseks on sõidukile planeeritud paigaldada Nissan Leafi 24kWh akupakk. Akupakk on valitud põhinedes Tesla mootori ja originaal akupaki andmetele ning lähtudes võimalikult madalast soetamisväärtusest. Nii Tesla, kui ka Nissani mootorid töötavad sarnastel pingetel. Leafi ja Tesla akupaki võrdlus on välja toodud Tabelis 3.2

Tabel 3.2 Nissan Leafi 24kWh ja Tesla Model S 85kWh akupaki võrdlus [6]

Sõiduk	Maksimaalne pinge V	Nominaalne pinge V	Mahutavus kWh	Mass kg	Hind EUR
Nissan Leaf	403	360	24	294	1550
Tesla Model S	400	350	85	540	10500

Tesla originaal akupakk ei sobi ka oma gabariitmõõtmete poolest, sest võrreldes antud projektis käsitletava sõidukiga on Tesla teljevahe ligi 0,6m pikem. Elektrisõidukitel on akupakk paigaldatud just telgede vahele ning sõiduki põhja alla tagades maksimaalselt madala raskuskeskme kõrguse. Ka antud projektis on kavandatud akuelemendid paigaldada telgede vahele ning võimalikult madalale. Lisaks on võimalik Leafi akuelemente vastavalt vajadusele paigutada. Akupaki elementide paigutus on välja toodud Joonisel 3.4



Joonis 3.4 Akupaki elementide asetus

2.4 Mazda RX-8 veermik

Selles peatükis kirjeldatakse valitud esimese põlvkonna Mazda RX-8 veermikku ja sobivust projektis käsitletavale sõidukile.

2.4.1 Esisild

Esisillas, mis on nähtav Joonisel 3.5 kasutatakse kahe õõtshargiga vedrustuse lahendust, kus ülemine ja alumine õõtshark on ühendatud käänmikuga kuulliigendite abil. Kere külge on ühendatud õõtshark kahe püksliigendiga. Õõtsharke eelistatakse nende suurema sõidusuunalise jäikuse tõttu. [8]

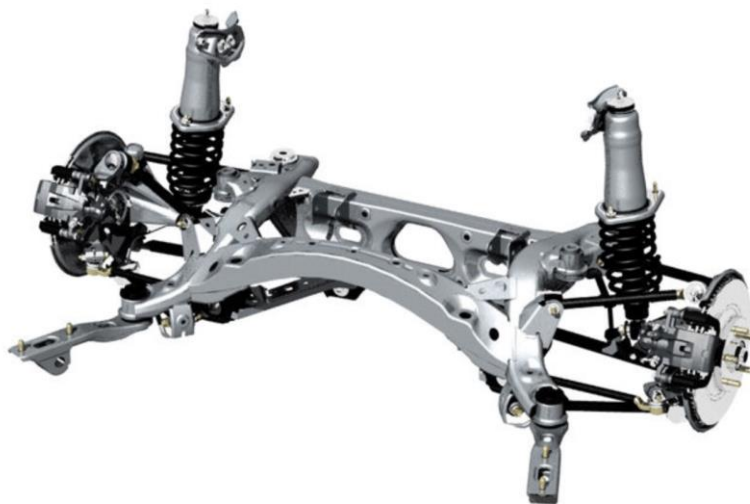


Joonis 3.5 Mazda RX-8 esivedrustus koos roolilatiga[9]

Projektis käsitletavale sõidukile kinnitatakse esivedrustus koos abiraamiga terviklikult, kasutades samasid kinnitusavasid, mis Mazda RX-8-l originaalis, et lihtsustada komplekteerimist ning vähendada võimalikke eksimusi ristseisu tagamisel sõidukiraami suhtes.

2.4.2 Tagasild

Mazda RX-8-l kasutataval vabatelg-õõtshoobadega tagasillal, mis on nähtav Joonisel 3.6, paiknevad kaks hooba ratta tsentrist kõrgemal ning kaks madalamal ning viienda hoova moodustab rööpvarras. Hoovad kinnituvad abiraamile, mis omakorda on kinnitatud sõiduki kere külge. Ühe hoova külge on kinnitatud ka vedrustuse elemendid. Positiivsed aspektid antud lahenduse puhul on väike ruumi vajadus, muutes hoobade pikkusi ning asendeid saab ratta asendi muutusi vedrustuskäigu ajal mõjutada ning antud lahendus reageerib minimaalselt jõuõlgade väiksuse tõttu ratta jooksu häirivatele jõududele. [8]



Joonis 3.6 Mazda RX-8 tagasild[10]

2.5 Peaülekanne

Peaülekanne peamiseks ülesandeks on mootori pöördemomendi ülekandmine ja suurendamine veoratastele. Antud kontseptsiooni puhul käigukast puudub, mis tava sõiduautodel lisaks peaülekannele pöördemomenti suurendaks. Selle asemel kasutab Tesla peaülekanne 9,73:1-le, mis on tavatult aeglustavam, kui tavaautodel kasutatav peaülekanne.



Joonis 3.7 Diferentsiaalid

Mazda RX-8 veermiku ja püsikiirusliigendite kasutamiseks on paigaldatud Tesla diferentsiaali Mazda RX-8 diferentsiaali sisu, jättes alles Tesla taldrikratta, tänu millele jääb peaülekandeks endiselt 9,73:1-le. Ülekande ainus muudatus tekib vedava rattaraadiuses, kus kasutatakse võrreldes Tesla Model S-i 245/35 R21 rehvimõõdu asemel 225/45 R18 mõõtu rehve, mis on sobilikud kasutamiseks koos Mazda RX-8

veermikuga. Vedavate rattaraadiuste vahe muutub 24 mm väiksemaks. Rehvimöödud pärinevad sõidukite tehnilisest passist, kus on määratud kasutamiseks lubatud rehvimöödud. Lähtudes sõidukite liikumisteooriale, leitakse rehvi muutusest tekkivad muudatused sõiduki maksimaalses veojõus ja kiiruses.

Esmalt leitakse maksimaalne veojõud Teslal originaalseades valemiga (3.1).

$$F_v = \frac{M \cdot i}{R_r}, \quad (3.1)$$

kus M – mootori pöördemoment, Nm,

i – kogu ülekandearv,

R_r – vedava ratta raadius, m,

$$F_v = \frac{440 \cdot 9,73}{0,352} \cdot 0,95 = 11521,6 \text{ N}$$

Seejärel leitakse uue kontseptsiooni maksimaalne teoreetiline liikumiskiirus valemiga (3.2).

$$v = \frac{n}{60 \cdot i} \cdot \pi \cdot R_D, \quad (3.2)$$

kus n – mootori pöörlemiskiirus, 1/min,

i – ülekandesuhe,

R_D – vedava ratta diameeter, m

$$v = \frac{16000}{60 \cdot 9,73} \cdot \pi \cdot 0,33 = 56,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Liikumiskiirus teisendatult km/h

$$56,8 \cdot 3,6 = 204,5 \text{ km/h}$$

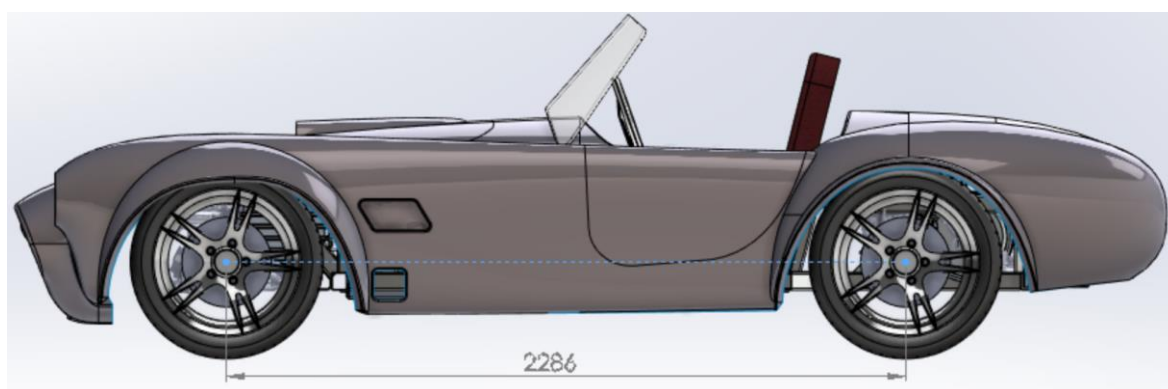
Uue kontseptsiooni jõuülekanne parameetrid on nähtavad Tabelis 3.3

Tabel 3.3 Jõuülekanne parameetrid [6]

Rehvimõõt	Ülekandearv	Mootori pöördemoment Nm	Veojõud N	Maksimaalne kiirus km/h
225/45 R18	9,73	440	12324,7	204,5

2.6 Teljevahe

Seoses AC Cobra kere kasutamisega määrab teljevahe pikkuse rattakoobaste paigutus. Tagades vedrustusele maksimaalset töö ruumi, tuleb rataste tsentrid ühildada rattakoobaste tsentritega.



Joonis 3.8 Teljevahe ja rataste paigutus rattakoobaste suhtes

2.6.1 Teljevahe muudatused

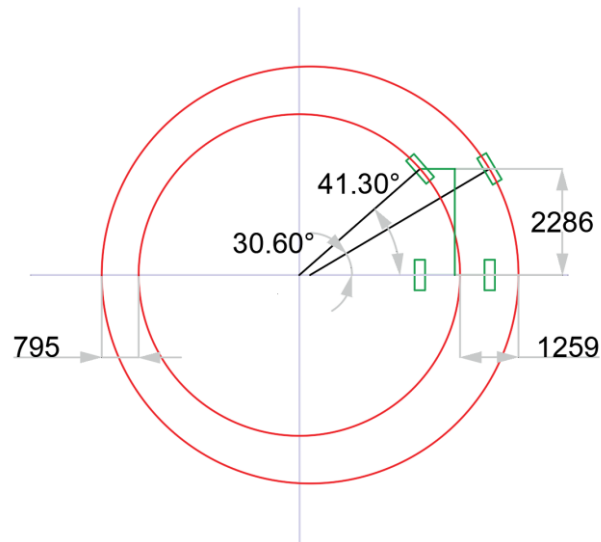
Seoses teljevahe vähenemisega (ca 400mm), muutub ka sõiduki pöörderaadius. Antud projekti puhul määrab teljevahe pealiskere rattakoobaste asukohad. Mazda RX-8 originaal teljevahe on 2700 mm, uue kontseptsiooniga muutub teljevahe lühemaks, nimelt 2286mm-le. Ackermanni põhimõtte järgi tuleb rattaid pöörata nii, et pöördesisese ja -välise ratta käänmikutappide teljepikendused lõikuksid tagasilla teljepikendusel. Siis on kõigil esi- ja tagaratastel ühine pöördekesk. Sõiduki pöörderaadiuse all on mõeldud pöördevälise ratta pöörderaadiust. [8]

Muutuste paremaks mõistmiseks on valmistatud Autocad keskkonnas lihtsustatud mudel, kus on joonestatud Mazda RX-8 pöördenurkadega sõiduk teljevahega 2286mm. Muutmata esisilla kinemaatikat, ei lõiku enam väljapööratud asendis esisilla pöördesisese ja -välise ratta käänmikutappide pikendused tagasilla teljepikendusel. 180 kraadise pöörde korral muutub eesmise pöördesisese- ja välise ratta trajektooride vahe ligikaudu 30 %. Ackermanni põhimõtte järgi peab trajektooride vahe jääma konstantseks terve täispöörde ulatuses.

Antud erinevusest tekkida võivad kahjustused:

- Liigsed koormused esisilla ja roolisüsteemi komponentides
- Rehvide ülemäärane kulumine
- Alajuhitavuse põhjustamine

Pöörderaadiuste erinevused on nähtavad Joonisel 3.9.



Joonis 3.9 Pöörderaadiuste erinevused

Vältimaks väljatoodud kahjustuste tekkimist, tuleb välja arvutada uued ratta pöördenurgad, et tagada vastavalt Ackermann'i põhimõttele pööravate rataste käänmikutappide teljepikenduste lõikepunkt tagasilla teljepikendusel.

2.6.2 Uute pöördenurkade arvutamine

Uue pöördekinemaatika aluseks on samuti võetud Ackermann'i põhimõte. Tagamaks hea ja loogiline juhitavus tuleb leida kõigi nelja ratta hetkeline ühine kiiruste tsentrite punkt. Kõigepealt on välja toodud Tabelis 3.4 arvutusteks vajalikud parameetrid ning seejärel arvutuskäik. Arvutuskäigu lihtsustamiseks ja kiireks parameetride muutmiseks on tehtud Microsoft Excelis vastav arvutusmoodul. Arvutustes siirdenurkade mõju ei arvestata, sest minimaalsel pöörderaadiusel sõites on väike liikumiskiirus.

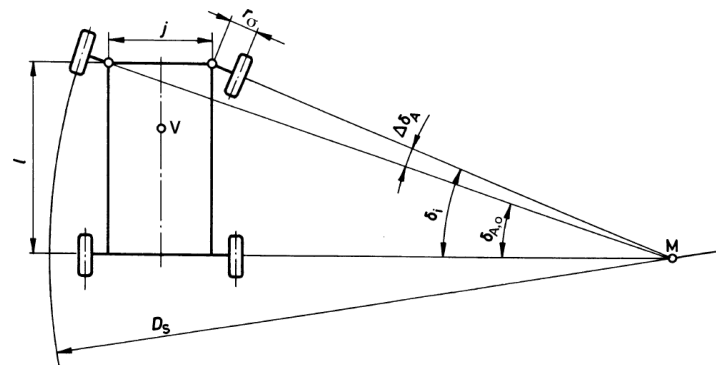
Tabel 3.4 Uue kontseptsiooni pöördekinemaatika baasandmed

Teljevahe l / m	Rööbe ees B / m	Rööbe taga m	Välimise ratta pöörderaadius D_s / m
2,286	1,496	1,506	5,3

Rataste pöördenurkade leidmisel on aluseks võetud Mazda RX-8 sisemise ratta maksimaalne pöördenurk. Sisemise ratta pöördenurk on aluseks võetud sellepärast, et

saavutada ka uue kontseptsiooniga minimaalne pöörderaadiuse väärtus. Lisaks tagab sisemise ratta raadiusele põhinemine selle, et mõlemad pööravad rattad mahuvad probleemideta rattakoopasse ära, sest sisemise ratta pöördenurk on alati suurem.

Uue pöördekinemaatika leidmiseks tuleb leida esmalt Mazda RX-8 välimise ratta pöördenurk, lähtudes välimise ratta pöörderaadiusele. Seejärel on võimalik leida sisemise ratta pöördenurk. Teades sisemise ratta pöördenurka on võimalik leida lühemale teljevahemale sobiliku välimise ratta pöördenurga.



Joonis 3.10 Ackermanni põhimõtte skeem [12]

Teades sõiduki telgedevahelist kaugust ja välimise ratta pöörderaadiust on võimalik välja arvutada valemiga (3.3) välimise ratta pöördenurk.

$$\sin \delta_v = \frac{l}{D_s}, \quad (3.3)$$

kus D_s – välimiseratta pöörderaadius, m,

l – telgedevahe, m

$$\sin \delta_v = \frac{2,7}{5,3} = 30,6^\circ$$

Teades välimise ratta pöördenurka ja telgede vahet, on leitav valemiga (3.4) sisemise ratta pöördenurk $\cot \delta_s$.

$$\cot \delta_s = \cot \delta_v - \frac{B}{l}, \quad (3.4)$$

kus δ_v – välimiseratta pöördenurk,

B – rööbe ees, m

$$\cot \delta_s = \cot 30,63 - \frac{1,496}{2,7} = 41,3^\circ$$

Uue kontseptsiooni välimise ratta pöördenurk on võimalik leida valemiga (3.5), avaldades $\cot \delta_v$ ning määrates tejevaheks 2,286m

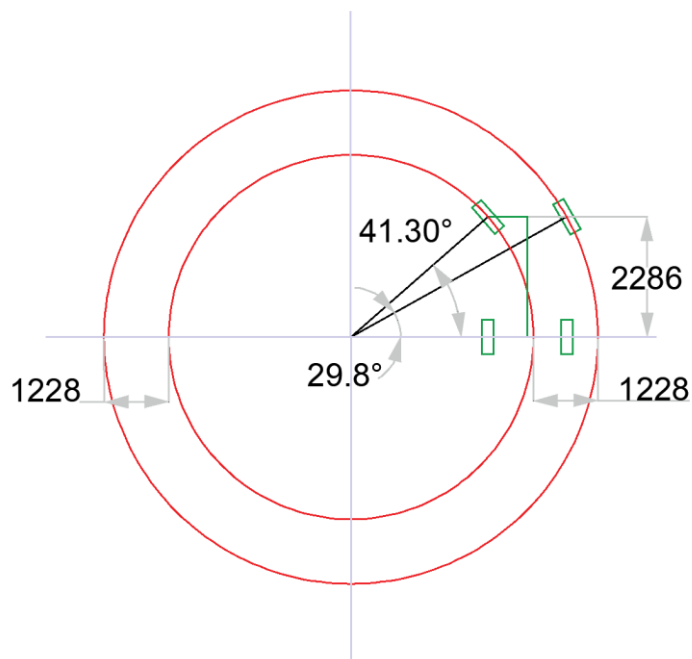
$$\cot \delta_v = \frac{\cot \delta_s * l}{B}, \quad (3.5)$$

$$\cot \delta_v = \frac{\cot 41,3 * 2,286}{1,496} = 29,8^\circ,$$

Tabel 3.5 Uued veermiku parameetrid [13]

Teljevahe m	Rööbe ees m	Rööbe taga m	Sisemise ratta pöördenurk °	Välimise ratta pöördenurk °
2,286	1,495	1,506	41,3	29,8

Arvutuskäigust selgus, et välimise ratta pöördenurk muutub varasemasega võrreldes alla ühe kraadi. Antud muutust on võimalik reguleerida uuele kontseptsioonile sobivaks muutes veermiku seadenurki. Uue kontseptsiooni rataste pöördenurkade asetus ja trajektor on nähtav Joonisel 3.11



Joonis 3.11 Pöörderaadiused uue välimise ratta pöördenurgaga

3 LIIKUMISEL MÕJUVAD JÕUD

Selles peatükis analüüsitakse jõudusid, mis mõjuvad sõidukile liikudes erinevates enamlevinumates piirsituatsioonides ning analüüsitakse saadud väärtusi. Lisaks leitakse sõiduki sõiduulatus kilomeetrites.

3.1 Kiirendusvõime

Maksimaalne positiivne pikikiirendusvõime mootorsõidukitel on limiteeritud ühega kahest faktorist: mootorivõimsuse või rehvi ja teekattevahelise sidestusvõimega. Kumb faktor avaldub, sõltub suuresti liikumiskiirusest. Aeglastel kiirustel piirab kiirendusvõimet rehvi sidestusvõime ning suurtel kiirustel mootori võimsus. Enamus sõiduautodel tavatingimustes on aeglastel kiirustel kiirendades võimalus vedavaid rattaid läbilibistada teekatte suhtes. See iseloomustab selgelt, et veojõud on sidestusvõimest suurem. [14]

3.1.1 Sidestusteguriga piiratud kiirendus

Sidestusvõime rehvi ja teekatte vahel on määratud kiiruse, rehvide konditsiooniga ja teekatte konditsiooniga. Tabelis 4.1 näitatud arväärtused kehtivad heas seisukorras betoon- ja asfaltkattega teekatte kohta. Arvutuste tegemisel lähtutakse suurimast haardeteguri väärtustest, sest antud juhul tekivad kõige suuremaid koormused sõiduki silladetailides. Antud projekti puhul on tegemist tagaveolise sõidukiga ning sõiduki kaalujaotus kiirendusel on arvestatud 70:30 tagasilla kasuks. [14]

Tabel 4.1 Rehvi sidestustegurid [14]

Liikumiskiirus km/h	Rehvi konditsioon	Teekatte konditsioon	
		Kuiv	Märg (0,2mm veekihi sügavus)
50	Uus	0,85	0,65
	Kulunud (1)	1	0,5
90	Uus	0,8	0,6
	Kulunud (1)	0,95	0,2
130	Uus	0,75	0,55
	Kulunud (1)	0,9	0,2

Sidustusega piiratud kiirendusvõime on leitav valemiga (4.1).

$$F_{sid} = \mu \cdot W, \quad (4.1)$$

kus μ – sidestustegur,

W – reaktsioonijõud veosillal, N

$$F_A = 0,9 \cdot 10300,5 = 9270,45 \text{ N}$$

3.1.2 Võimsusega piiratud kiirendus

Võimsusega piiratud kiirendusvõime sõltub otseselt:

- mootori väliskarakteristikust
- jõuülekandest
- vedavate rataste raadiusest

Mootori väliskarakteristikud ja jõuülekanne on projekteeritud vastavalt kasutusvaldkonnast ja kasutuspiirkonnast. Linnaliiklusesse mõeldud sõidukitel on pööratud tähelepanu rohkem madalatel kiirustel sõitmisele ning maantee sõidukitel on projekteeritud parem dünaamika maan- ja kiirteedele. Rataste diameeter sõltub pidurielementide suurusest ning rehvide koormus- ning kiirusindeksidele vastavust. Lisaks Tesla mootori ja Mazda RX-8 ühendatud jõuallikale on leitud ka Mazda jõuallikaga maksimaalne kiirendusvõime, et hinnata tekkivate jõudude erinevust jõuülekandest. Antud peatükis leitakse maksimaalne kiirendusjõud lähtudes maksimaalsest mootori pöördemomendist, kus Mazda puhul on käigukasti ja tagasilla ülekandearvud korrutatud kogu ülekandearvu saamiseks. [11]

Jõuülekanne efektiivsuseks on hinnatud AC Cobra puhul 0,95 ja Mazda RX-8-l 0,9.

Tabel 4.2 Mazda ja AC Cobra jõuülekanne võrdlus [6][11][13]

Sõiduk	Mootori suurim pöördemoment Nm	Käigukasti suurim ülekandearv	Vedava silla ülekande suhe	Vedava rattaraadius m	Jõuülekanne kasutegur
Mazda RX-8	211	3,76	4,44	0,33	0,9
AC Cobra	440	-	9,73	0,33	0,95

Mazda RX-8 tehaseseadistuses maksimaalne veojõud vedaval rattal on võimalik leida valemiga (4.2).

$$F_v = \frac{M \cdot i}{R_r} \cdot \eta, \quad (4.2)$$

kus M – mootori pöördemoment, Nm,

i – kogu ülekandearv,

R_r – vedava ratta raadius, m,

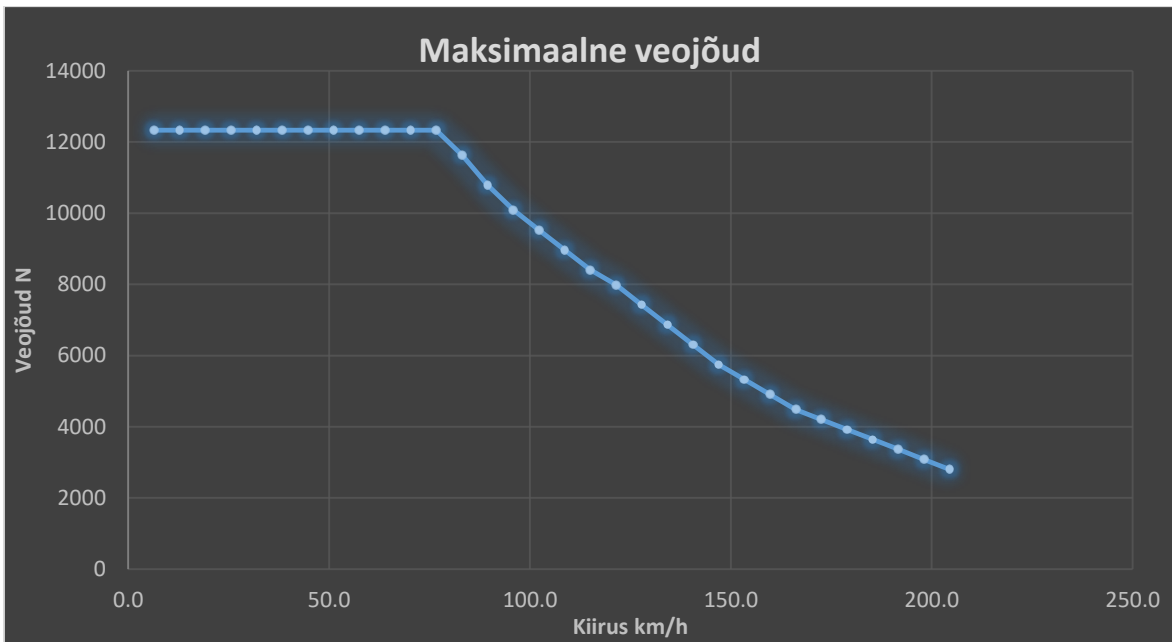
η – jõuülekande kasutegur

$$F_{vrx} = \frac{211 \cdot 16,69}{0,33} \cdot 0,9 = 9604,3 \text{ N}$$

Tesla mootori ja Mazda RX-8 ülekandega maksimaalne veojõud vedaval rattal on leitud valemiga (4.2).

$$F_v = \frac{440 \cdot 9,73}{0,33} \cdot 0,95 = 12324,7 \text{ N}$$

Vastavalt väljatoodud tingimustele on Microsoft Excelis valmistatud maksimaalse veojõu ja kiiruse seose graafik, mis on nähtav joonisel 4.2



Joonis 4.2 Maksimaalne veojõud kogu sõiduki kiirusvahemikus

Arvutuskäigust tuleneb, et ka Mazda RX-8 originaalseadistuses on võimeline tekitama vedavates ratastes suuremat momenti, kui sidestusvõime lubab. Seega, kui sidestusvõimet, näiteks suureneva sõidukimassiga või võidusõiduks mõeldud rehvidega ei suurendata, on ohutu kasutada ka uut jõuülekanne kontseptsiooni, sest maksimaalse koormuse määrab rehvi ja teekattevaheline sidestusvõime.

3.1.3 Pidurdusjõud

Maksimaalse pidurdusjõu leidmine on sarnane maksimaalse kiirendusjõu leidmisele. Erinevus pidurdusvõime puhul on see, et koormatud on kõik teekattega kontaktis olevad rattad. Seega arvutuses on kasutatud kogu sõiduki massi. Maksimaalsete väärtuste leidmiseks on kasutatud sarnaselt kiirendusjõu leidmisele ka antud arvutuses maksimaalset sidestusteguri väärtust 0,9. Pidurdusjõud on leitud valemiga 4.3

$$F_{pid} = \mu \cdot G, \tag{4.3}$$

kus μ – sidestustegur,

G – sõiduki reaktsioonijõud, N

$$F_{pid} = 0,9 \cdot 14715 = 13243,5 \text{ N}$$

Jäädes uue kontseptsiooniga Mazda RX-8 tehaseandmete massivahemikku, võib arvestada, et pidurisüsteemis jõudluse osas muudatusi tegema ei pea.

3.2 Takistusjõud

Takistusjõud on jõud, mis takistavad sõidukil püsida konstantsel kiirusel, ilma et mootor peaks tööd tegema ning energiat kulutama. Sõidukite liikumist takistavateks jõududeks on:

- aerodünaamiline takistusjõud (F_A)
- veeretakistusjõud (F_R)
- tõusutakistusjõud (F_{St})
- inertstakistusjõud (F_j)

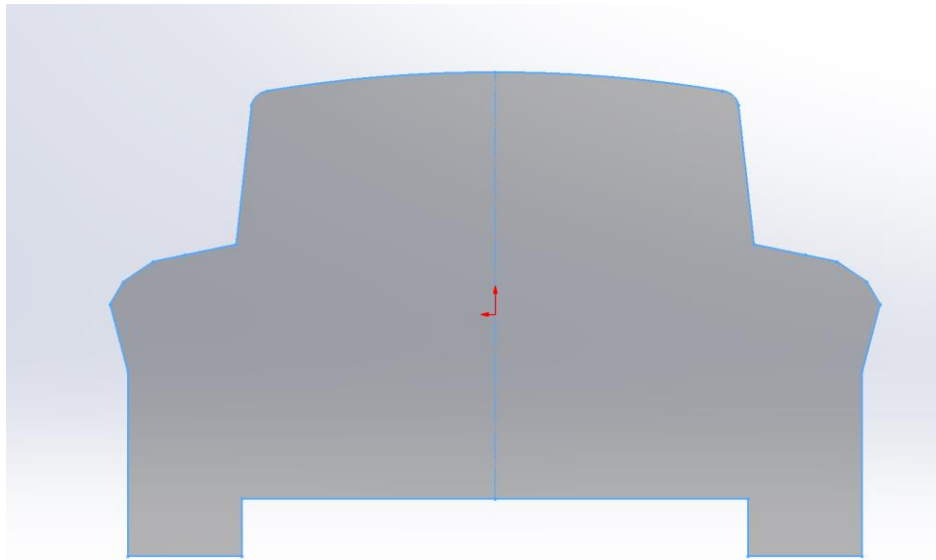
Selleks, et sõiduk suudaks püsivalt vajalikku liikumiskiirust hoida või vajadusel kiirendada, peab olema mootor koos jõuülekanedega suuteline võimaldada võrdväärset või suuremat jõudu. Takistusjõud on leitud sõites üles Tallinnas asuvast Nõmme mäest kiirusega 50km/h. [16]

3.2.1 Aerodünaamiline takistusjõud

Lähtudes sõidukite liikumisteooriale on üle 50km/h liikumiskiirusega liikudes oluline takistusjõud keskkonnal, kus liikumine toimub. Antud juhul on ümbritsevaks keskkonnaks Maa atmosfäär, mille kokkuleppeline normaalrõhu suurus $\rho = 1,202 \text{ kg/m}^3$. Lisaks keskkonnale on oluline määrata ka sõidukikuju aerodünaamiline tegur (C_d) ja leida sõiduki lauppindala.

Aerodünaamilise teguri määramisel lähtuti sarnase, avatud katusega kerekujuga sõidukitest. Erinevate keretüüpide C_d tegurid on välja toodud „Bosch Automotive Handbookis“, sealhulgas ka avatud katusega keretüüp, mille koefitsendiks on antud vahemik 0,5 – 0,7. Antud sõiduki arvutustes on võetud C_d teguriks 0,6, mis on hinnanguliselt keskmine avatud katusega keretüübile. [14]

Sõiduki ligikaudne lauppindala on määratud CAD mudeli põhjal, kus eest vaates, risti sõiduki pikiteljega, on leitud kontuurjoone pindala $1,6\text{m}^2$, mis on nähtav Joonisel 4.3



Joonis 4.3 AC Cobra lauppindala

Vajaliku sõiduulatuse leidmiseks asula kiirusel on õhutakistuse jõu valemisse (4.4) sisestatud 50km/h, mis on kõige levinum asula sõidukiirus.

$$F_A = 0,5 \cdot A_F \cdot C_D \cdot \rho \cdot v^2, \quad (4.4)$$

kus A_F – lauppindala, m²,

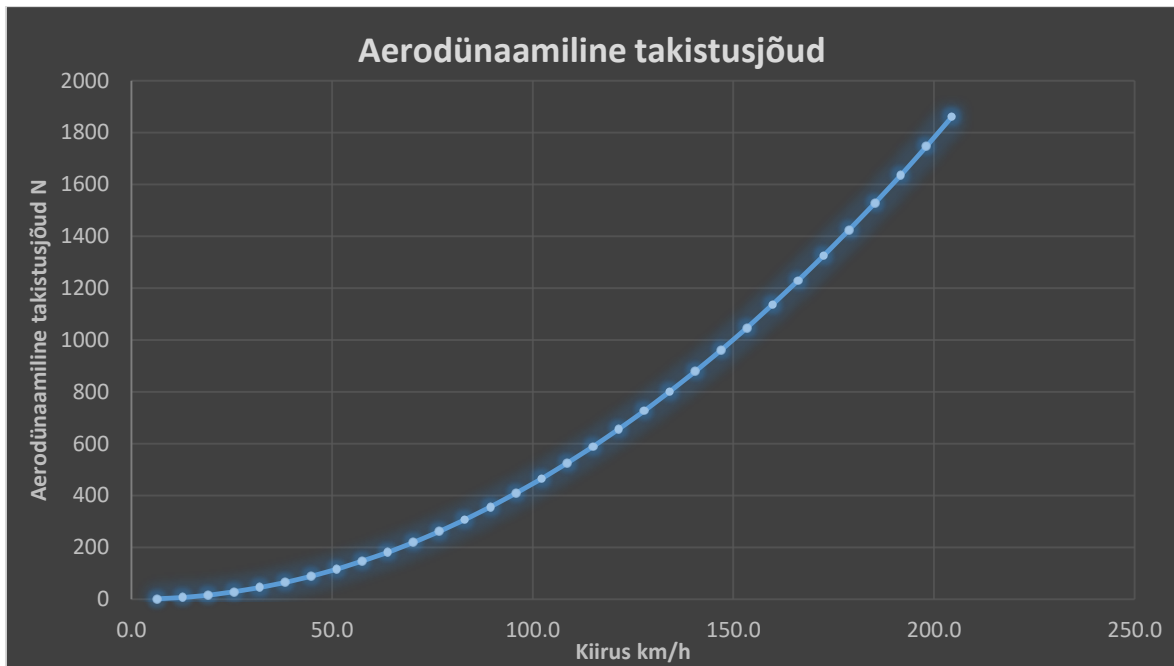
C_D – õhutakistustegur,

ρ – õhutihedus, kg/m³,

v – liikumiskiirus, m/s

$$F_A = 0,5 \cdot 1,6 \cdot 0,6 \cdot 1,2 \cdot 13,9^2 = 113,38 \text{ N}$$

Microsoft Exceli keskkonnas genereeritud aerodünaamilise takistusjõu ja kiiruse suhte kõver, mis on nähtav Joonisel 4.4. Antud diagrammilt selgub uuritava sõiduki aerodünaamilise takistusjõu suuruse eksponentsiaalne muutus kiiruse kasvuga.



Joonis 4.4 Aerodünaamiline takistusjõud

3.2.2 Veeretakistusjõud

Veeretakistusjõud F_{RO} on jõud, mille põhjustab rehvi ja teekattevaheline kontaktpind. Veeretakistusjõud on korrutis sõidukimassist, Maa gravitatsioonist ning veeretakistustegurist. Antud arvutustes on lähtutud keskmisest veeretakistusest siledal asfaltkattega pinnasel, kiirusel alla 60km/h, mis on nähtav ka Tabelis 4.3

Tabel 4.3 Veeretakistustegurid kiirusel alla 60km/h [17]

Teekatte tüüp	Veeretakistustegur f_R
Sile asfalttee	0.010
Sile betoontee	0.011
Kare betoontee	0.014
Kivisillutis	0.020
Auklik teekate	0.035

Veeretakistusjõud on võimalik leida valemiga (4.5).

$$F_R = f_R \cdot m \cdot g, \quad (4.5)$$

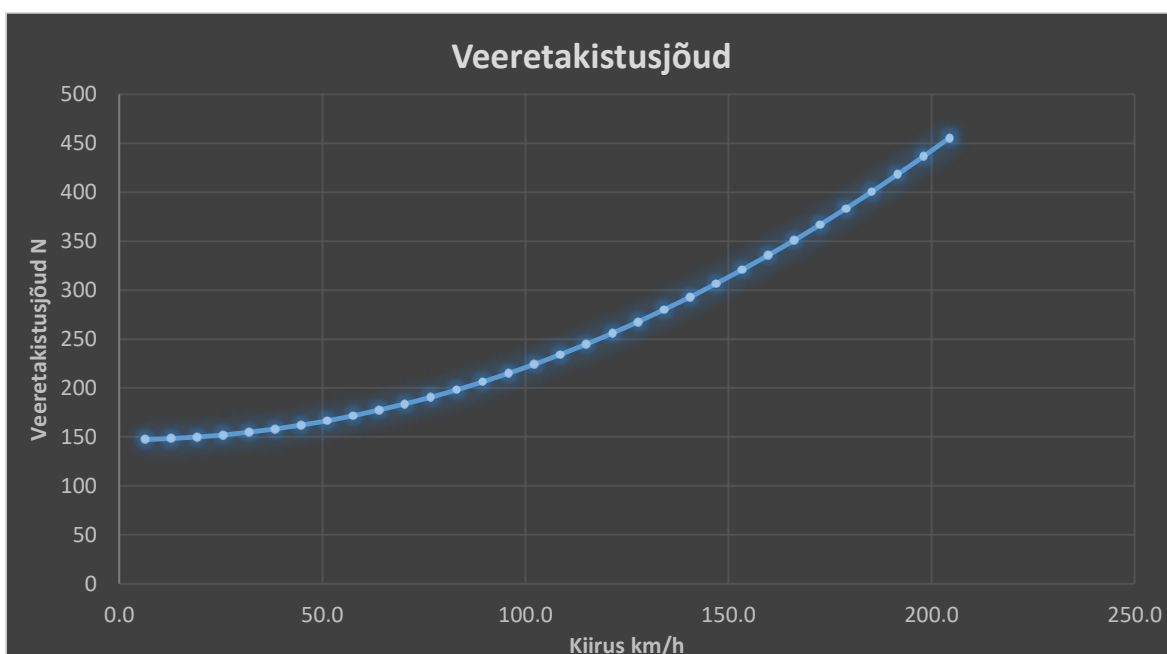
kus f_R – veeretakistustegur,

m – sõiduki mass,

g – raskuskiirendus, m/s^2

$$F_R = 0,01 \cdot 1500 \cdot 9,81 = 147,15 \text{ N}$$

Veeretakistusjõud arvatuna sõltuvalt kiiruse muutust on nähtav joonisel 4.5.



Joonis 4.5 Veeretakistusjõu muutus kiiruse muutumisega

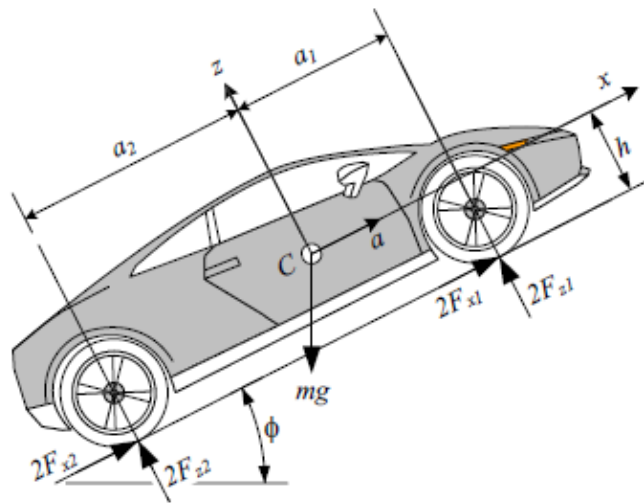
3.2.3 Tõusutakistusjõud

Tõusutakistusjõu leidmiseks on tarvis teada:

- sõiduki massi
- tõusunurka
- Maa raskuskiirendust

Sõidukile mõjuvad jõud on väljatoodud ka Joonisel 4.6

Tõusunurgaks on valitud Tallinnas olev Nõmme mägi, mis on kõige suurema tõusunurgaga tõus (7 kraadi/12%) Tallinna tänavatel.



Joonis 4.6 Tõusul sõidukile mõjuvad jõud [18]

Tõusutakistusjõudu on võimalik leida valemiga (4.6).

$$F_{St} = \sin \varphi \cdot G, \quad (4.6)$$

kus φ – tõusunurk, rad,

G – sõiduki reaktsioonijõud,

g – raskuskiirendus, m/s^2

$$F_{St} = \sin(0,122) \cdot 14715 = 1790,78 \text{ N}$$

3.2.4 Inertstakistusjõud

Inertstakistusjõud on jõud, mis tekib sõiduki kiirendamisel. Maksimaalne sõiduki inertsjõud on leitav, kui lahutada kõik ülejäänud takistusjõud maksimaalsest veojõuga piiratud kiirendusjõust. Juhul, kui antud väärtus ületab sidestusjõuga piiratud kiirendusvõime, toimub vedavate rataste läbilibisemine.

Maksimaalset inertstakistusjõudu on võimalik leida valemiga (4.7).

$$F_j = F_V - F_A - F_R - F_{St} \quad (4.7)$$

$$F_j = 12324,7 - 113,38 - 147,15 - 1790,78 = 10273,4 \text{ N}$$

3.2.5 Takistusjõudude analüüs

Takistusjõudude summa on vajalik teada, et hinnata veojõu bilanssi ning teada, kas ja kui palju on mootor suuteline sõidukit veel kiirendama. Teades maksimaalset inertstakistusjõudu on võimalik välja arvutada valemiga (4.8) maksimaalne kiirendusvõime.

$$a_{max} = \frac{F_j}{m} \quad (4.8)$$

$$a_{max} = \frac{10273,4}{1500} = 6,85 \frac{m}{s^2}$$

Saades kiirendusvõimeks 6.85 m/s² võib järeldada, et sõiduk suudab kiirendada maksimaalsel määral, mis antud kontseptsiooniga võimalik ning esineda võib ka rehvi ja teekattevahelist läbilibisemist.

3.3 Põikjõud

Avatud katusega sõidukite puhul on kriitiline olukord, kui sõiduk peaks põikjõu toimet külglibisemise olukorras katusele paiskuma. Üks levinumaid külgi kiirendusi ja ümberpaiskumist selgitav katse on sõitmise etteantud raadiusega ringil. Antud arvutuste põhjal selgub sõiduki maksimaalne liikumiskiirus etteantud trajektooriga ning kriitilised olukorrad, kus sõiduki rattad hakkavad põikjõu tõttu läbilibisema või toimub sõiduki ümberpaiskumine. Arvutuste aluseks on võetud Harjumaal asuv Jüri ringristmik, mis on raadiusega 200m. Antud ristmik on üks suurema raadiusega ristmikke Eestis, tänu millele on ka liikumiskiirus ning võimalik õnnetusse sattumise oht suurem.[19]

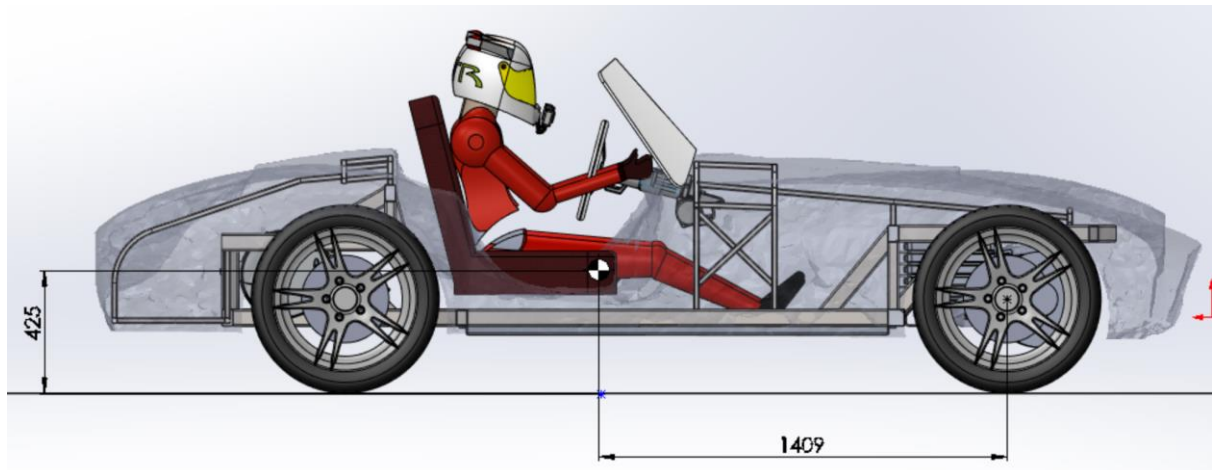
Ümberpaiskumise hindamiseks tuleb esmalt leida kriitiline kiirus, kus sõiduk hakkab külglibisema. Teades kiirust, kus sõiduk ületab maksimaalse külgsidestusvõime on võimalik hinnata ümberpaiskumist. Kui maksimaalne külgsidestusvõime saavutatakse väiksemal kiirusel, kui ümberpaiskumise kiirus, siis sõiduk satub külglibisemisse ning ümberpaiskumist ei toimu. Vastupidises olukorras toimuks sõiduki ümberpaiskumine.

Antud olukorra hindamiseks on tarvis määrata sõiduki raskuskeskme kõrgus ja määrata sõiduki katsetrajetoor. Arvutustes kasutatakse järgmisi lihtsustusi:

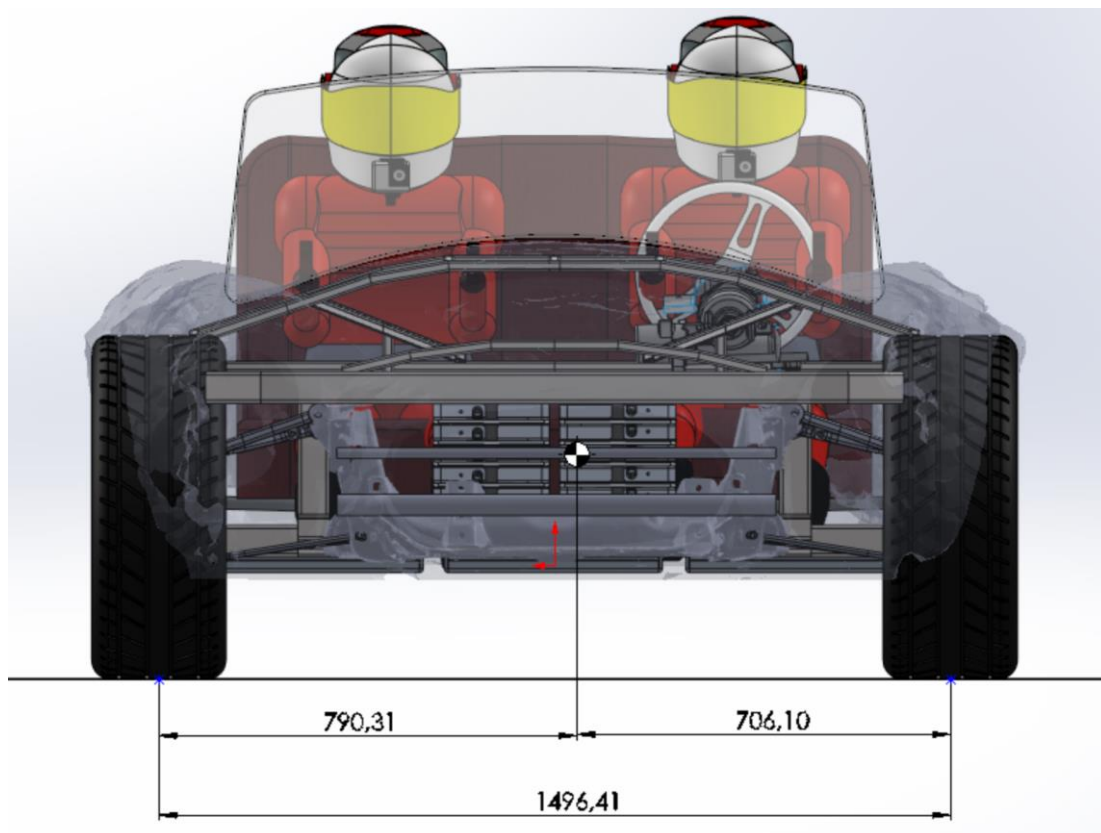
- Ei arvesta inertsjõudude momenti
- Ei arvesta rehvi deformatsioone

- Ei arvesta kere väändumist
- Ei arvestata kaaluüberjaotumist

Raskuskese on määratud SolidWorks keskkonnas, kus vastavalt detailide gabariitmõõtmetele ja massidele on genereeritud raskuskeskme asukoht. Raskuskeskme arvutamisel on arvestatud juhi ja kaasreisija massiks kokku 160 kg. Raskuskeskme asukoht on välja toodud Joonisel 4.7 ja 4.8.



Joonis 4.7 Raskuskeskme asukoht külgsuunas



Joonis 4.8 Raskuskeskme asukoht eestvaates

Järgnevalt on tabelis 4.4 välja toodud raskuskeskmeasukoht meetrites.

Tabel 4.4 Raskuskeskme asukoht

Raskuskeskme asukoht	Väärtus m
Kõrgus	0,425
Pikisuunas	0,706
Põikisuunas	1,409

Maksimaalne põikjõud on leitav valemiga (4.9)

$$F_y = G \cdot \mu_y, \quad (4.9)$$

kus μ_y – külgsidestusvõimetegur,

$$F_y = 14715 \cdot 1 = 14715 \text{ N},$$

Sõiduki kriitiline kiirus külglibisemise seisukohast on leitav valemiga (4.10)

$$V_{skid} = \sqrt{R * g * \mu_y} \quad (4.10)$$

$$V_{skid} = \sqrt{200 * 9,81 * 1} = 44,3 \frac{m}{s}$$

Kriitilise katse läbimise kiirus külglibisemise seisukohast kilomeetrit tunnis

$$15,25 * 3,6 = 159,5 \frac{km}{h}$$

Sõiduki kriitiline kiirus ümberpaiskumise seisukohast on leitav valemiga (4.11)

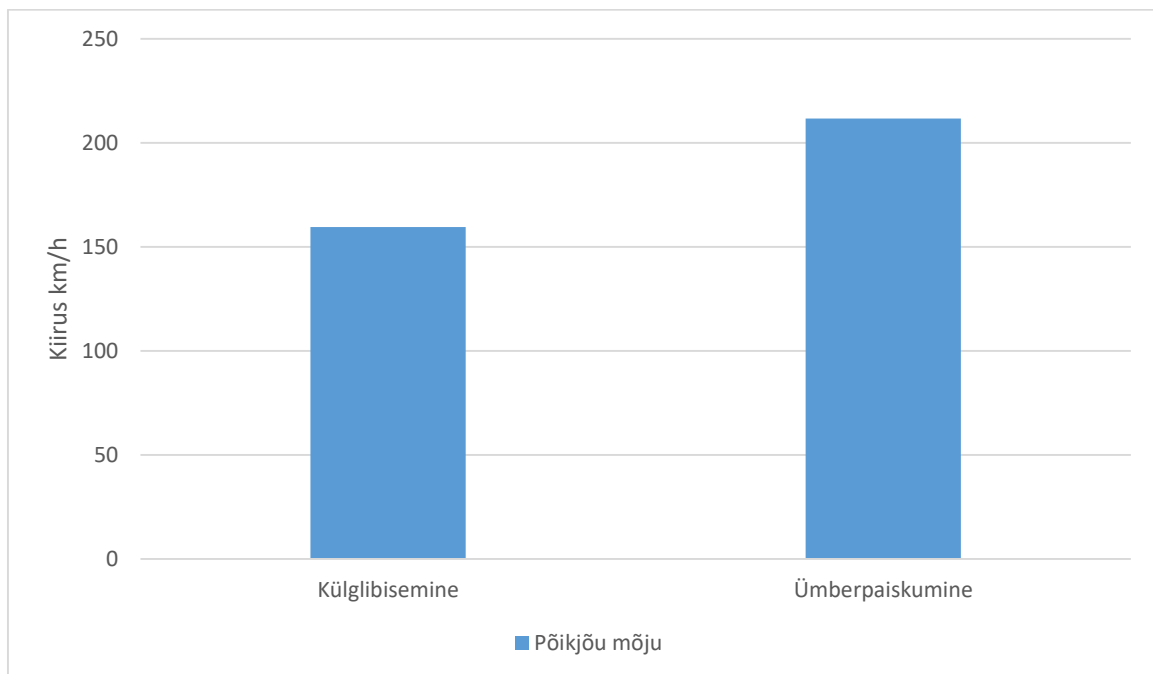
$$V_{Roll} = \sqrt{\frac{B \cdot R \cdot g}{2 \cdot h_{rk}}} \quad (4.11)$$

$$V_{Roll} = \sqrt{\frac{1,496 \cdot 200 \cdot 9,81}{2 \cdot 0,425}} = 58,8 \frac{m}{s}$$

Sõiduki kriitiline kiirus ümberpaiskumise seisukohast kilomeetrit tunnis

$$58,8 \cdot 3,6 = 211,7 \frac{km}{h}$$

Järgnevalt on valmistatud diagramm, kus on väljatoodud kiirusvahemik alates 0 km/h kuni kriitiliste põikjõu kiirusteni.



Joonis 4.9 Kriitilised kiirused sõidutrajektoril raadiusega 200 meetrit

Arvutustest lähtub, et sõiduki külglisemisse sattumise oht kuiva teekatte korral antud sõidutrajektoril on 159,5 km/h ja ümberpaiskumine 211,7 km/h. Arvutustest tulenevalt võib väita, et ümberpaiskumist antud tingimustel ei toimu ning jääb ka varu ligikaudu 50 km/h. Antud seosele tuginedes võib väita, et ka madalamatel kiirustel samadel tingimustel ümberpaiskumist ei toimu ning külglisemise ja ümberpaiskumise vahe jääb ligikaudu 25%.

3.4 Sõiduulatus

Sõiduulatust on vajalik teada selleks, et teada, kui pikka vahemaad on võimalik ühe laadimisega läbida. Valitud sõiduulatuse leidmiseks on valitud maanteel lubatud maksimaalne liikumiskiirus 90 km/h (25 m/s). Asulasisese keskmise sõiduulatuse leidmiseks on lahutatud 30%, mis on hinnanguliselt sõiduautode asula ning maantee kütusekulu vahe. Sõiduulatuse leidmiseks leitakse esmalt liikumisel tekkivate vastujõudude suurused, see järel mootori pöördemoment, millest tuletatakse mootorivõimsus. Lähtudes nõutavast mootorivõimsusest tuletatakse sõiduulatus maanteel ja asulas, vastavalt kasutatava akupaki mahutavusele. Keskmise teoreetilise maantee sõiduulatuse arvutamisel on määratletud tingimustega:

- Konstantne liikumiskiirus 90 km/h (13.9 m/s)
- Tõusutakistust ei arvestata
- Tuulekiirus 0 m/s

Sõiduulatuse leidmiseks on esmalt vajalik leida õhu- ja veeretakistusjõud kiirusel 90 km/h (25 m/s)

Õhutakistusjõud on leitakse sarnaselt valemiga (4.4).

$$F_A = 0,5 \cdot 1,6 \cdot 0,6 \cdot 1,2 \cdot 25^2 = 360 \text{ N}$$

Veeretakistusjõud leitakse sarnaselt valemiga (4.4), kuid esmalt tuleb leida veeretakistusegur kiirusel 90 km/h (25m/s) valemiga (4.11).

$$F_R = f_R * \frac{(13*v^2)}{20000} \quad (4.12)$$

$$F_R = 0,01 * \frac{1 + (13 * 25^2)}{20000} = 0,014$$

Sisestades leitud veeretakistuseguri valemisse (4.5), leiame veeretakistusjõu kiirusel 90 km/h (25 m/s)

$$F_R = 0,014 \cdot 1500 \cdot 9,81 = 206 \text{ N}$$

Kiirusel 90 km/h mõjuvate takistusjõudude summa F on leitav valemiga (4.13).

$$F = F_A + F_R \quad (4.13)$$

$$F = 360 + 206 = 566 \text{ N}$$

Teades vajalikke ületatavaid jõudusid, on võimalik leida mootori nõutav pöördemoment T .

Nõutav mootori pöördemoment on leitav valemiga (4.14).

$$T = \frac{M_r}{i} \quad (4.14)$$

kus M_R – veoratta pöördemoment,

i – ülekandesuhe

Moment M_R leitakse valemiga (4.15).

$$M_r = F \cdot R_R \quad (4.15)$$

kus R_R – veoratta raadius,

F – takistusjõudude summa

Asendades valemi (4.15) valemisse (4.14) on võimalik leida nõutav mootori pöördemoment valemiga (4.16).

$$T = \frac{F \cdot R_R}{i} \quad (4.16)$$

$$T = \frac{(360 + 206) \cdot 0,33}{9,73} = 19,2 \text{ Nm}$$

Liikumiseks vajaliku mootorivõimsuse leidmiseks lähtutakse mootori pöördemomendist, mis on leitud valemiga (4.16) ja mootori võlli nurkkiirusest, mis on leitav valemiga (4.17).

$$\omega_{mootor} = \frac{v}{\pi \cdot D_R} \cdot i \quad (4.17)$$

kus v – sõiduki liikumiskiirus,

D_R – veoratta diameeter

$$\omega_{mootor} = \frac{25}{\pi \cdot 0,66} \cdot 9,73 = 117,3 \frac{1}{s}$$

Valemiga (4.17) leitud nurkkiirus on vaja teisendada pöörlemissageduseks, mis on leitav valemiga (4.18).

$$n = \omega_{mootor} \cdot 60 \quad (4.18)$$

$$n = 117,3 \cdot 60 = 7039 \frac{1}{min}$$

Nõutav mootorivõimsus leitakse valemiga (4.19).

$$P_{mootor} = T \cdot \omega_{mootor} \cdot 2 \cdot \pi \quad (4.19)$$

$$P_{mootor} = 19,2 \cdot 117,3 \cdot 2 \cdot \pi = 14150,74 \text{ W} = 14,15 \text{ kW}$$

Maantee liikumiskiirusel leitav sõiduulatus (s_h) tundides on leitav valemiga (4.20), kus leitud akupaki mahutavus on jagatud nõutava mootorivõimsusega.

$$s_h = \frac{H}{P_{mootor}}, \quad (4.20)$$

kus H – akupaki mahutavus

$$s_h = \frac{24}{14,15} = 1,7 \text{ tundi}$$

Sõiduulatuse leidmiseks kilomeetrites (s_{sm}) korrutatakse 90 km/h 1,7 tunniga:

$$s_{sm} = 90 * 1,7 = 153 \text{ km (153 000 m)}$$

Asula sõiduulatuse (s_{sa}) leidmiseks, arvutatakse 30% maantee sõiduulatusest:

$$s_{sm} = 153 - \frac{153 * 30}{100} = 107,1 \text{ km (107 100 m)}$$

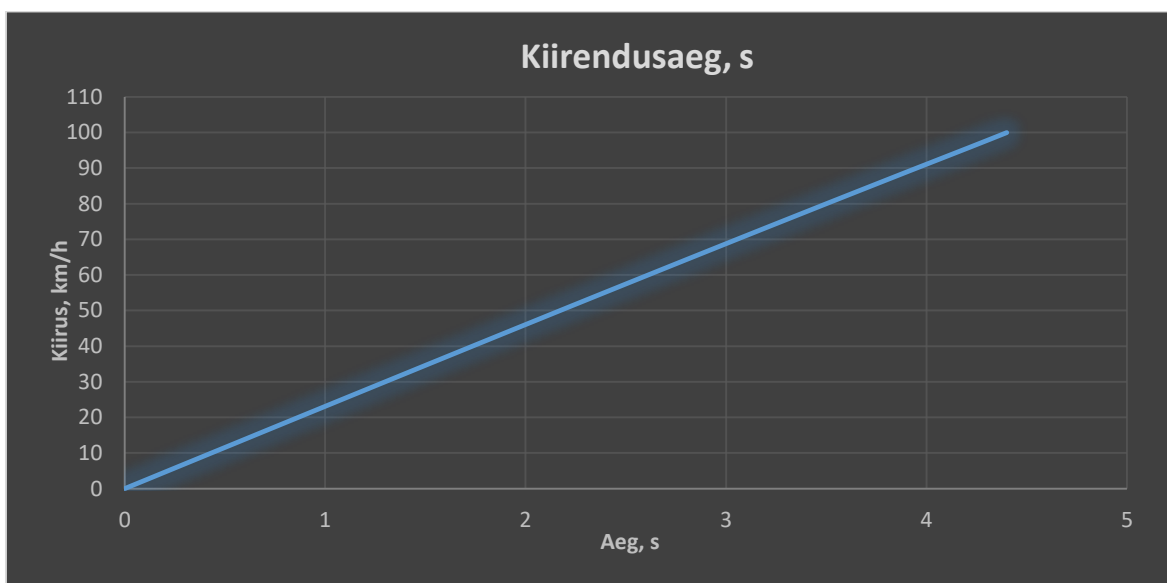
4 KONTSEPTSIOONIANALÜÜSI TULEMUSED

Kontseptsiooni analüüsi tulemuste all tuuakse välja magistritööna uuritud sõiduki kontseptsiooni valmistamiseks valitud komponentide sobilikkust ja vajalikud muudatused ning täiendused. Kajastatakse sõiduki kiirendusdünaamikat, põhiparameetreid ja autonoomsust. Lisaks tuuakse välja tähelepanu vajamist nõudvad kitsaskohad, mida jälgida edasisel projekteerimisel ja sõiduki valmistamisel.

4.1 Kiirendusdünaamika

Üks peamisi suurus, millega hinnatakse sõiduki kiirendusdünaamikat on ajavahemik, mille jooksul sõiduk saavutab paigalseisust kiiruse 100 km/h. Kiirendusdünaamika hindamiseks on lähtutud tabelarvutuskeskkonnas Microsoft Excel eelnevates peatükkides arvatud takistusjõudusid ja veojõudu arvestavale arvutusmoodulile, mille põhjal on genereeritud kiirendusgraafikud. Lisaks on väljatoodud kogu sõiduki kiirusvahemiku maksimaalne kiirendusvõime.

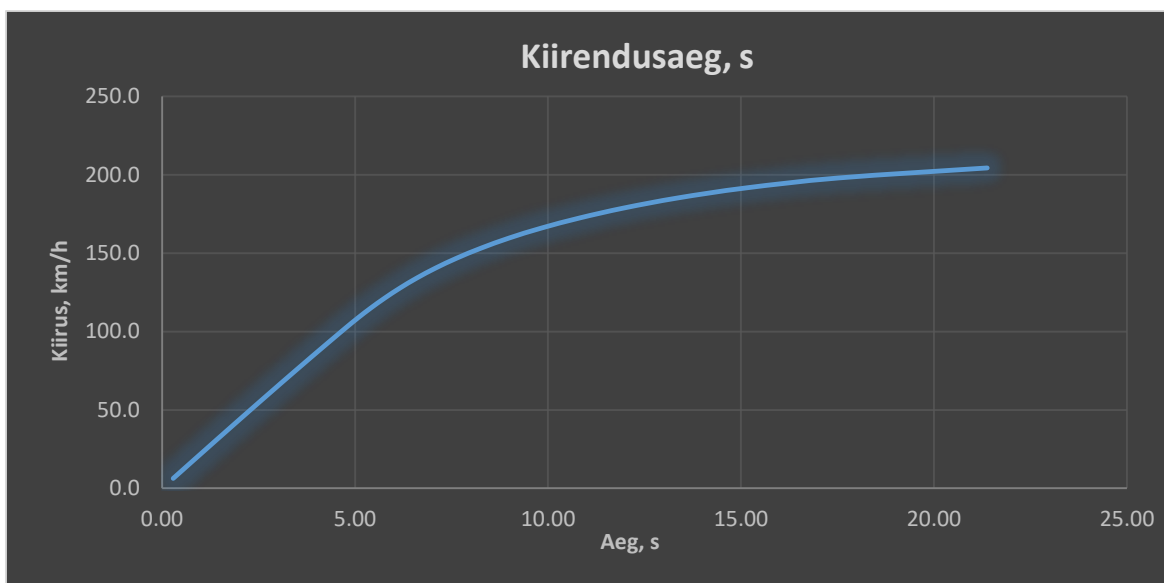
Kiirendus 0-100 km/h



Joonis 5.1 Kiirendusaeg 0-100 km/h

Graafiku põhjal arvutuslik kiirendusaeg 0-100 km/h on 4,4 sekundit. Graafiku lineaarse kuju tagab piisavalt suur ja püsiv mootori pöördemoment, mis võimaldab sõidukil kiirendada maksimaalselt sidestuse piiril paigalseisust kiiruseni 100 km/h.

Kiirendus 0-204,5 km/h



Joonis 5.2 Kiirendusaeg 0-204,5 km/h

Graafiku põhjal arvutuslik kiirendusaeg 0-204,5 km/h on 21,4 sekundit. Sõiduki ühtlane kiirendus muutub alates kiirusest 100 km/h aeglasemaks suurenevate takistusjõudude ning väheneva veojõu tõttu.

4.2 Komponentide analüüs

Tabelis 5.1 on välja toodud valitud elemendid koos kirjeldustega

Tabel 5.1 Sõiduki komponendid

Komponent	Nimetus	Kirjeldus	Märkused
Pealiskere	AC Cobra koopia	Klaasplast	-
Mootor	Tesla Model S 85	<ul style="list-style-type: none">AC 380 V285 kW @ 6850 $\frac{1}{min}$440 Nm	-
Akupakk	Nissan Leaf 24 kWh	<ul style="list-style-type: none">Max pinge 403 VNominaalpinge 360 VMahutavus 24 kWhMass 294 kg	Võimalik moodulitena paigutada
Esisild	Mazda RX-8	Kahe õõtshargiga vedrustus	Võimalik paigaldada koos abiraamiga
Tagasild	Mazda RX-8	Vabatelg-õõtshoobadega vedrustus	Abiraamiga paigaldada ei saa
Peaülekanne	Mazda RX-8 ja Tesla Model S	Ülekandesuhe 9,73:1	Kombineeritud lahendus

Sõidukilt Mazda RX-8 kasutatavad komponendid on kõik veermiku detailid, kaasa arvatud vedrustus ja pidurisüsteem. Esisild kinnitatakse alusraami külge koos esisilla raamiga, nagu Mazdal originaalis, valmistades alusraamile vajalikud kinnituskohad. Tagasild paigaldatakse ilma abiraamita, et oleks võimalik paigaldada Tesla elektrimootor. Gabariitmõõtmete tõttu ei mahu Tesla mootor Mazda tagasilla abiraami sisse ära. Selleks valmistatakse alusraamile tagasilla kinnituskohad vastavalt abiraamile. Lisaks kasutatakse Mazda RX-8 peaülekande sisu ning püsikiirusliigendeid.

Sõidukilt Tesla Model S pärineb elektrimootor. Elektrimootor paigutatakse sarnaselt originaaliga tagasillast tahapoole. Antud elektrimootor on valmistatud koos peaülekandegaga, kuhu on võimalik paigaldada Mazda RX-8 diferentsiaali sisu, et oleks võimalik kasutada Mazda veermikku ja püsikiirusliigendeid.

Sõidukilt Nissan Leaf pärineb kasutatav akupakk. Erinevalt originaalist kasutatakse akupakki moodulitena, tänu millele on võimalik paigaldada mooduleid vastavalt võimalusele ning tagada võimalikult madal sõiduki raskuskese ning soovi korral on võimalik hiljem mooduleid lisada või välja vahetada.

Teades mõõtmeid ja soovitud asetust pealiskerele, silladetailidele, akumoodulitele ja elektrimootorile on võimalik projekteerida ja valmistada lähtudes antud andmetele sõiduki täpne alusraam ning komponentide kinnitused.

4.2.1 Sõiduki tehnilised parameetrid

Antud alapeatükis on kokkuvõtvalt tabeli kujul välja toodud sõidukit iseloomustavad suurused ja parameetrid.

Tabel 5.2 Tehnilised parameetrid

Mootor	
Nimetus	Tesla Model S 85
Maksimaalne pöörlemiskiirus	16 000 $\frac{1}{min}$
Maksimaalne võimsus	285 kW
Maksimaalne pöördemoment	440 Nm
Jõuülekanne	
Tüüp	Tagavedu
Ülekandesuhe	9,73:1
Maksimaalne kiirus (teoreetiline)	204,5 km/h
Kiirendusaeg 0-100 km/h	4,4 s

Veermik	
Esisild	Sõltumatu kahe õõtshargiga vedrustus
Tagasild	Sõltumatu vabatelg-õõtshoobadega vedrustus
Rööbe ees	1,496 m
Rööbe taga	1,506 m
Teljevahe	2,286 m
Rehvimõõt	225/45 R18
Veljemõõt	18 x 8
Pidurid	
Ees	Ventileeritud diameetriga 322 mm
Taga	Ventileeritud diameetriga 302 mm
Maksimaalne pidurdusjõud	13979,3 N
Sõiduki mass	
Tühimass	1390 kg
Täismass	1815 kg
Kandevõime	425 kg
Autonoomsus	
Maanteel	153 km
Linnas	107 km

5 MOOTORIKINNITUSTE PROJEKTEERIMINE

Antud peatükis kirjeldatakse mootori paigaldamiseks vajalike kinnituskõrvade lähtetingimuste määramist, projekteerimist ja tugevusanalüüsi.

5.1 Eesmärk ja lähtetingimused

Mootorikinnituse konstrueerimise peamiseks eesmärgiks oli tagada piisavalt tugevad ja vastupidavad kinnitused. Lähtudes esialgsesele raami kontseptsioonile, on konstrueeritud sobilikud mootorikinnitused.

Mootorikinnituste valmistamiseks määrati esmalt mootorile sobilik koht ja paigutus. Mootori paigutuse määras peamiselt tagarataste asukoht, mis ühendatakse mootoriga püsikiirusliigenditega. Eelnevalt rattakoobaste järgi paikapandud veoraste asukoha järgi paigutati mootori väljundvõlli tšenter vedavate rataste tšentritega, et vältida püsikiirusliigendile ebavajalike nurkade tekkimist. Mootori diferentsiaali osa on joondatud sõiduki keskele. Lisaks paigutati mootor võimalikult madalale, tagamaks võimalikult madalat sõiduki raskuskeskme asukohta.

Modelleerimisel määratud tingimused:

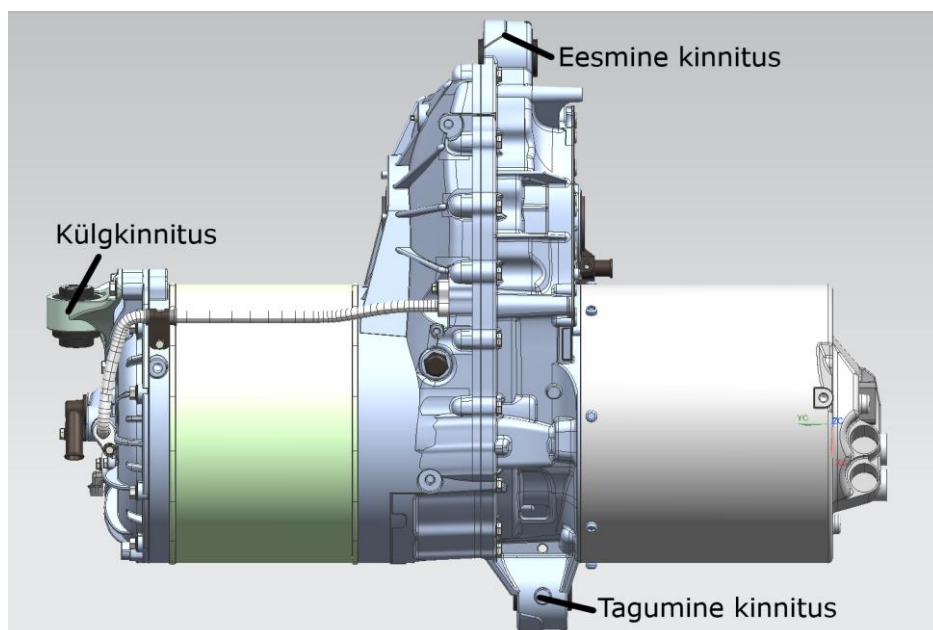
- Vastupidavus koormusele 5 G vertikaalsihis alla suunatud
- Vastupidavus koormusele 5 G horisontaalsihis ette suunatud
- Tehniline teostus
- Ruumiline mahutavus
- Valmistamise lihtsus
- Kasutatav materjal: S235JR
- Kasutatava materjali paksus: 5 mm

Mootorikinnitused võivad vajada hilisemaid muudatusi ja täpsustusi, sest täpse raami kontseptsiooni valmimise üheks aluseks on käesolev magistritöö ning samuti ka tingimused mootorikinnitustele.

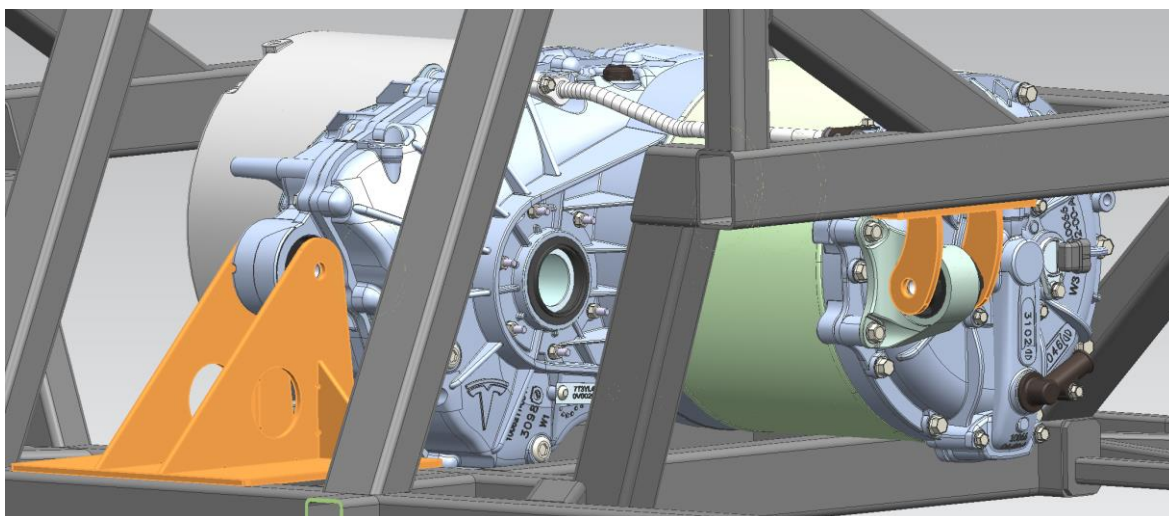
5.2 Modelleerimine

Tesla Model S mootori kinnitamiseks sõidukile on modelleeritud Siemens NX 12 keskkonnas sobilikud kinnitused. Mootor kinnitub raami külge kolme kinnitusega, millest üks on ees, teine taga ja kolmas vasakul küljel. Mootori kinnituskohad on nähtavad

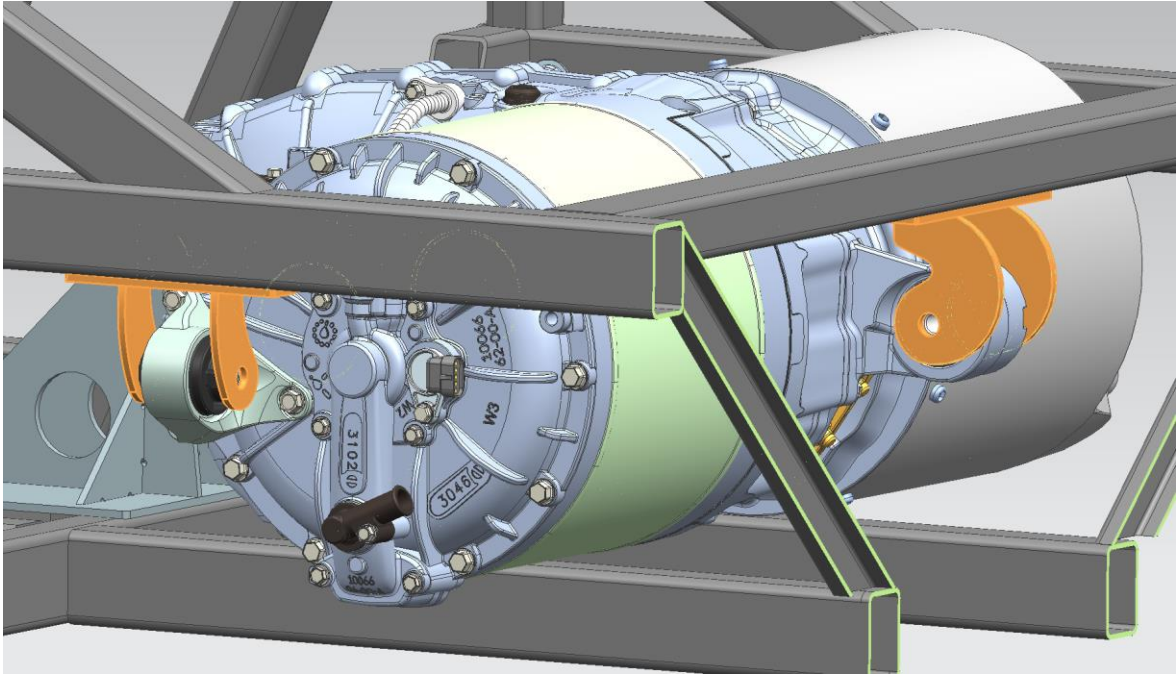
Joonisel 6.1. Mootori kinnitused koos mootori ja alusraamiga on nähtavad Joonisel 6.2 ja Joonisel 6.3.



Joonis 6.1 Mootori kinnituskohtade asetus



Joonis 6.2 Eesmine ja külgmine mootori kinnitus

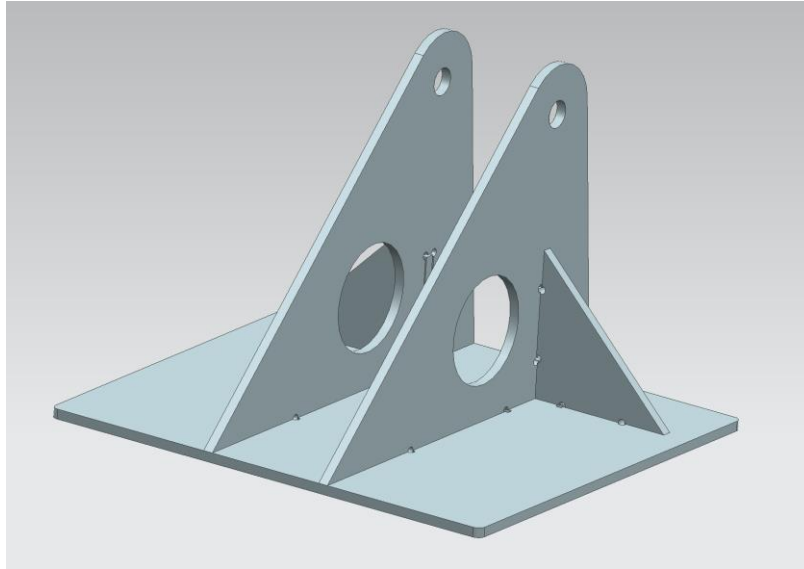


Joonis 6.3 Külmine ja tagumine mootori kinnitus

5.2.1 Eesmine kinnitus

Eesmine mootorikinnitus on konstrueeritud vastu võtma koormust nii vertikaal, kui ka horisontaalsihis. Alusplaat on arvestatud toetuma alusraamile, mis kinnitatakse keevisliitega. Kinnituskõrvad on paigutatud alusplaadile vastavatesse pesadesse, et lihtsustada ja vähendada võimalikke eksimusi valmistamisel. Lisaks kinnituvad alusplaadi ja kinnituskõrva väliskülge tugevdusnurgad, vähendamaks soovimatut läbipainet koormusolukordades. Kinnituskõrvadelt on massi vähendamise eesmärgil materjali vähemaks optimeeritud. Eesmise kinnituse detailid lõigatakse laserlõikuse teel ning valmistatakse keevisliidetega. Eesmise kinnituse mass on 3,9 kg.

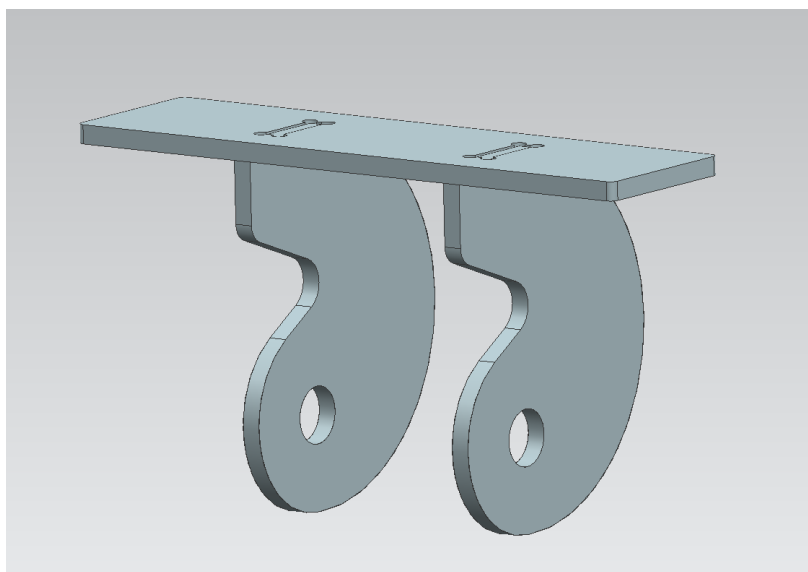
Eesmise kinnituse mudeli kuvatõmmis on kujutatud Joonisel 6.4.



Joonis 6.4 Eesmine kinnitus

5.2.2 Tagumine kinnitus

Tagumine kinnitus on konstrueeritud sarnaselt eesmisele, kus detailid lõigatakse sobivaks laserlõikuse abil ning koostamisel kasutatakse keevisliiteid. Kinnituskõrva erilise kuju määras mootori poolse kinnituse tugevdusnurga kuju. Detaili konstrueerimisel kasutati võimalikult suuri nurgaraadiusi pingekontsentraatorite minimeerimiseks. Tagumise kinnituse mass on 0,7 kg. Tagumise kinnituse mudeli kuvatõmmis on kujutatud Joonisel 6.5

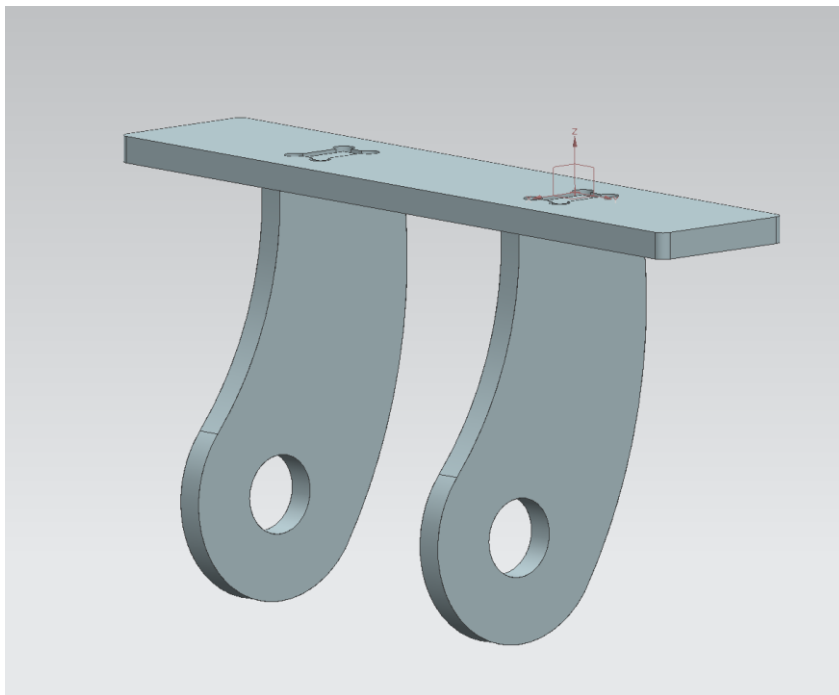


Joonis 6.5 Tagumine kinnitus

5.2.3 Külgmine kinnitus

Külgmine kinnitus on konstrueeritud sarnaselt eelpool kirjeldatud detailidega.

Külgmise kinnituse mass on 0,4 kg. Külgmise kinnituse mudeli kuvatõmmis on kujutatud Joonisel 6.6

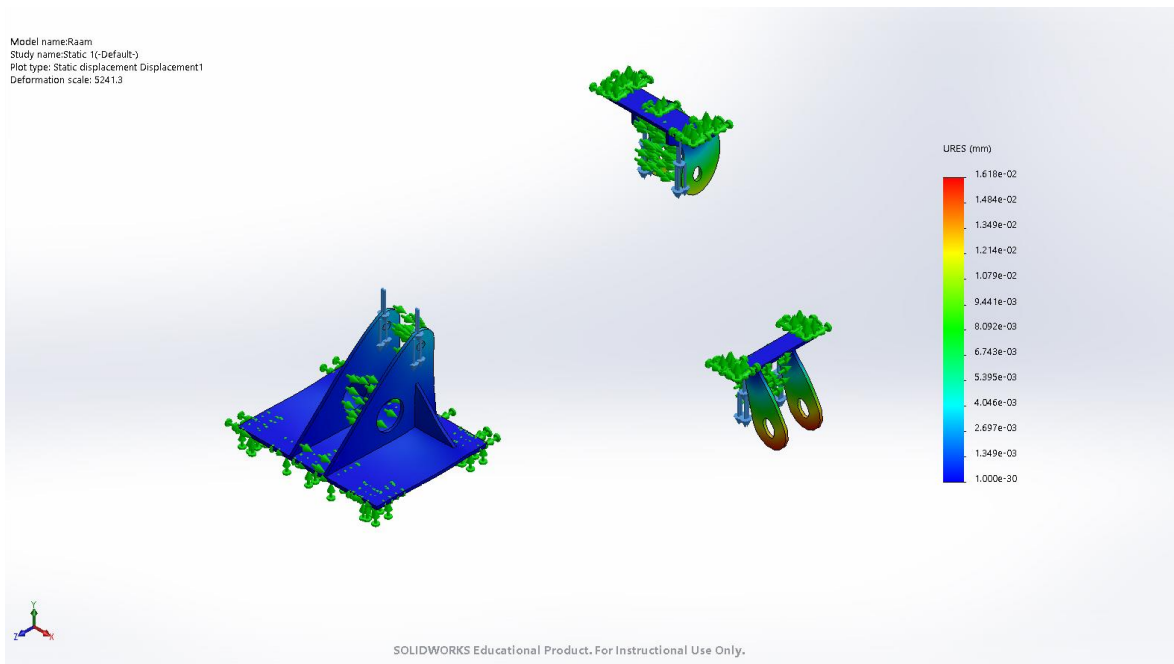


Joonis 6.6 Külgmine kinnitus

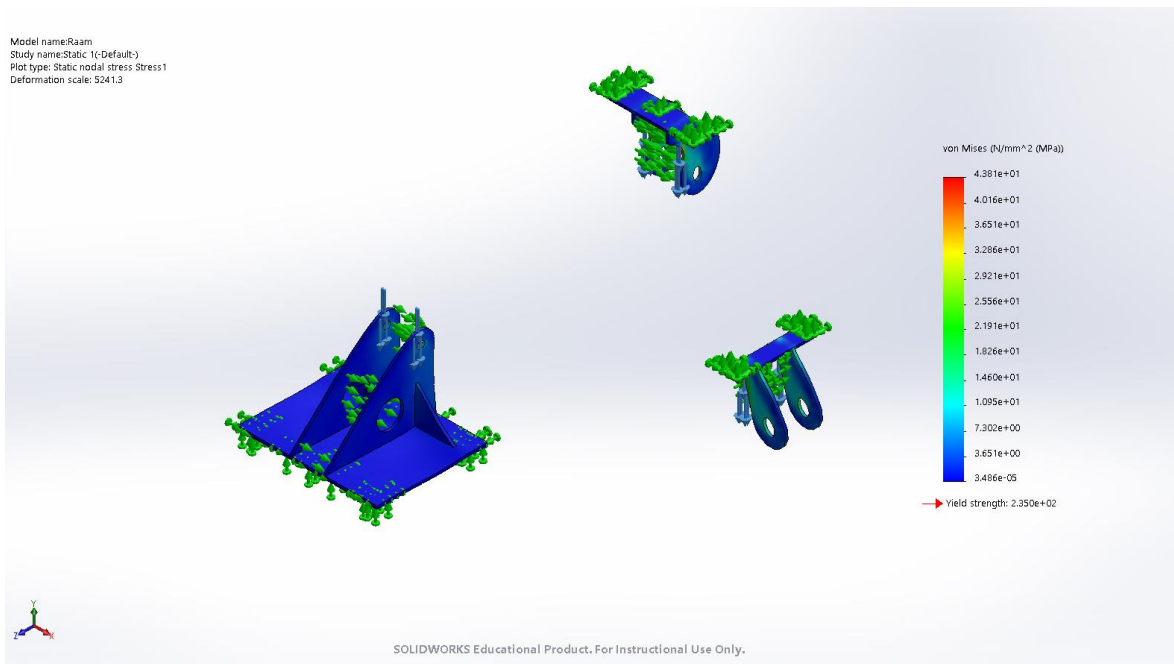
5.3 Tugevusanalüüs

Tugevusanalüüsis jaotati mootori kogu mass (135 kg) kolme kinnituskoha vahel. Tugevusanalüüsi korrati kaks korda, muutes mõjuva koormuse suunda. Esmalt analüüsiti vertikaalselt alla suunatud viie kordset raskuskiirendust. Seejärel analüüsiti horisontaalselt ette suunatud viie kordset raskuskiirendust. Raskuskiirenduse valikul lähtuti kergemal kokkupõrkel tekkida võivaid koormusi. Simulatsioonis on määratud kinnituskõrvade sisepindadele mootori kinnituspoksi imiteeriv pind, mis piirab kinnituskõrvade paindumist poksi poole. Tugevusanalüüs viidi läbi SolidWorks keskkonnas.

5.3.1 Vertikaalselt suunatud koormuse tugevusanalüüs



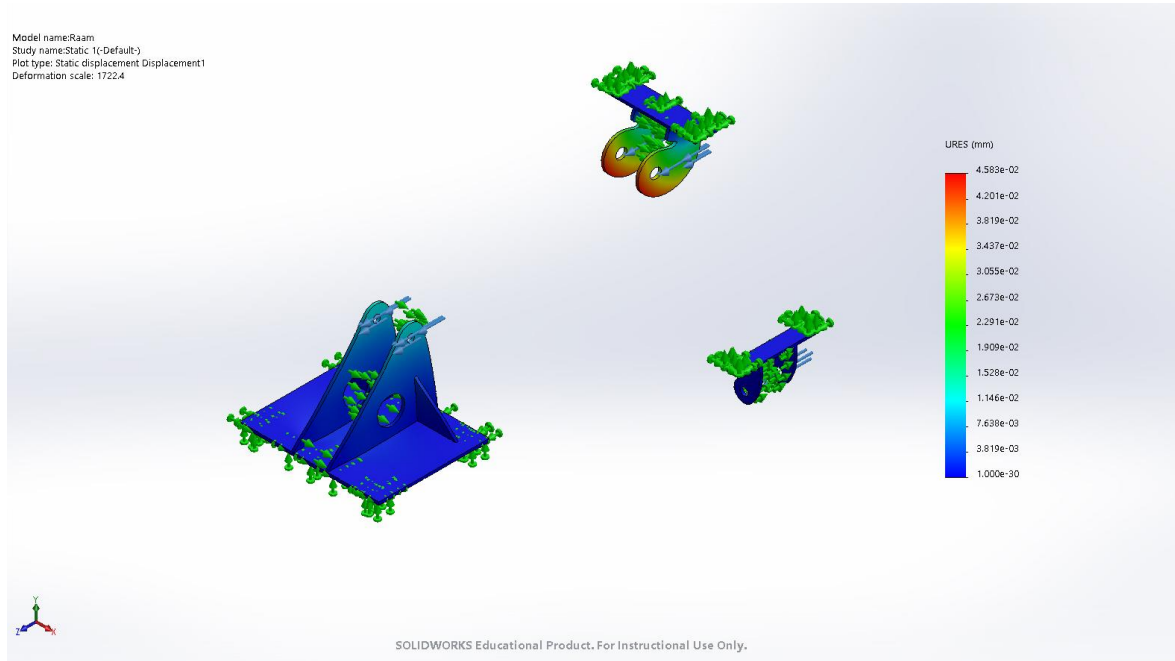
Joonis 6.7 Deformatsiooni simulatsioon vertikaalkoormusele



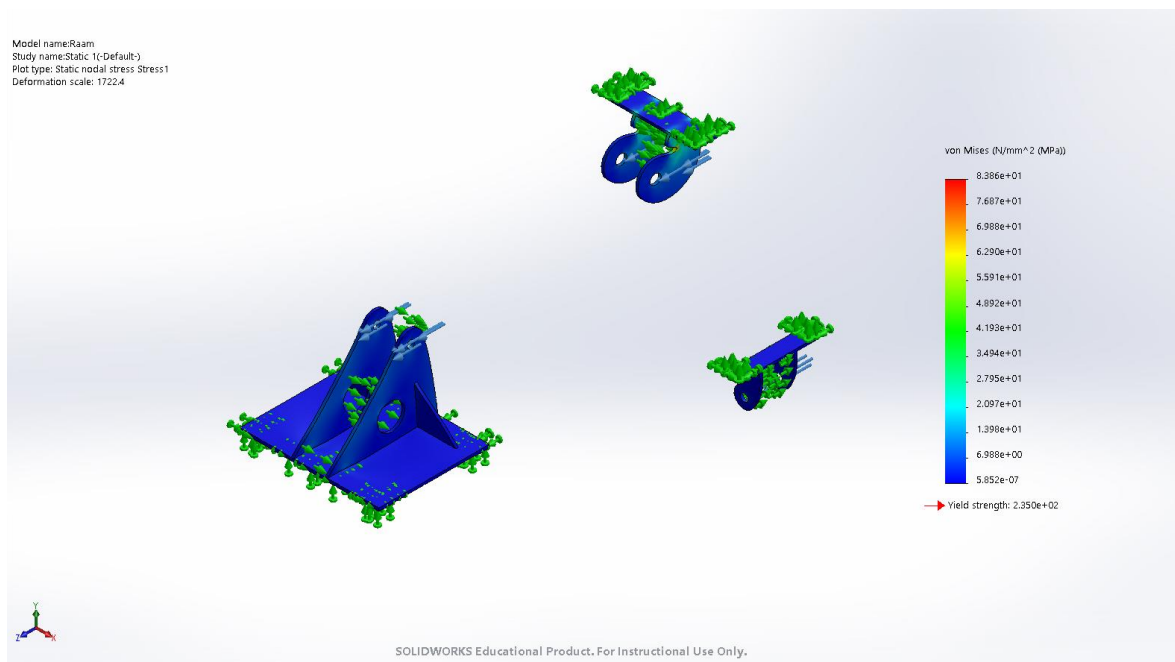
Joonis 6.8 Koormuse simulatsioon vertikaalkoormusele

Simulatsioonidest (Joonis 6.7 ja Joonis 6.8) võib järeldada, et valmistatud mootorikinnitused peavad viiekordsele vertikaalkoormusele vastu. Maksimaalne deformatsioon on 0,015 mm ja suurim koormus on 43,81 MPa, tagades varuteguriks 5,4.

5.3.2 Horisontaalselt suunatud koormuse tugevusanalüüs



Joonis 6.9 Deformatsiooni simulatsioon horisontaalkoormusele



Joonis 6.10 Koormuse simulatsioon horisontaalkoormusele

Simulatsioonidest (Joonis 6.9 ja Joonis 6.10) võib järeldada, et valmistatud mootorikinnitused peavad viiekordsele horisontaalkoormusele vastu. Maksimaalne deformatsioon on 0,046 mm ja suurim koormus on 83,86 MPa, tagades varuteguriks 2,8.

6 TULEVIKUVAATED

Töös kirjeldatud sõidukit on plaanis hilisemalt täiustada ja likvideerida puudused, mis esialgselt materiaalsel põhjustel on valitud ja sõiduki võimekust ning kasutamismugavust piiravad.

Hilisemalt on planeeritud lisada akuelemente, millega suurendada sõiduki võimekust ja sõiduulatust. Võimalusel kasutada suurema mahutavusega akuelemente, näiteks Tesla sõidukitel kasutatavat toodangut.

Akuelementide täiustamisele on lisaks mõistlik paigaldada regeneratiivpidurdussüsteem, mis võimaldab juhil liikuvat sõidukit aeglustada lihtsalt tõstes jala gaasipedaalilt. See mehhanism võimaldab kineetilise energia arvelt laadida akusid ja vähendab pidurite kulumist.

Lisaks on planeeritud paigaldada autonoomsust suurendavaid elemente. Näiteks joonejälgimissüsteem ja automaatne pidurdus. Antud lahenduste lisamine suurendab sõiduki aktiivset ohutust ja võimaldab juhil stressivabalt sõidukit juhtida.

KOKKUVÕTE

Antud töö peamiseks eesmärgiks on luua kontseptsiooni analüüs, mis on aluseks elektrilise ajamiga sõiduki valmistamiseks. Töö teema on valitud isiklikul algatusel sooviga valmistada loodussõbralik ja keskkonnasäästlik sportlik sõiduk. Sõiduki kontseptsiooni loomisel on kasutatud Mazda RX-8 veermikku, Tesla Model S tagamootorit, Nissan Leafi akupakki ning AC Cobra pealiskere koopiat.

Magistritööd on alustatud turu-uuringuga, kus on välja toodud analoogsed sõidukid ning teema aktuaalsus. Turu-uuringu läbiviimisel selgus, et sarnaseid projekte on mitmeid, kus bensiinimootor elektrimootori vastu vahetatud. Sarnaseid lahendusi on valmistatud ka ülikooli projektide raames.

Järgnevalt on uuritud sõidukile valitud jõuallikat, mehaanilisi komponente ja nende paigutust ning pealiskere. Komponentide paigutusel lähtuti võimalikult madalast asetusest, mille tulemusena raskuskeskme kõrgus tagab sõiduki stabiilsuse ka kriitiliste pöikjõudude korral. Lühenenud teljevahest tulenenud muutused rattapöördenurkadesse on võimalik lahendada ilma roolisüsteemi välja vahetamata, muutes seadenurkasid silladetailides.

Takistusjõudude ja sõidudünaamika arvutuste põhjal võib väita, et antud jõuülekande kontseptsioon tagab soovitud sportliku kiirendusvõime. Tesla ja Mazda jõuülekannete analüüsimisel selgus, et silladetailidesse tekkivad koormused ei ületa sõidukite tehaseseadistustes tekkivad koormusi. Autonoomsuse arvutustes leiti, et valitud akupaki mahutavus tagab tingimustele vastava saja kilomeetrise sõiduulatuse. Maanteerežiimis sõites on arvutuslikult võimalik läbida koguni 153 km.

Töö tulemusena on valminud kontseptsiooni analüüs, mis on aluseks insenerlikult läbi töötatud sõiduki valmistamiseks. Antud töös määratud tingimustel on valmistatud ka sobilikud mootorikinnitused, millele on läbi viidud ka tugevusanalüüs.

SUMMARY

Goal of the thesis was to create a conceptual analysis, which would be basis for electric vehicle fabrication. The topic was selected by the author with desire to create environmentally friendly and sustainable sporty vehicle. Concept is based on Mazda RX-8 undercarriage, Tesla Model S rear engine, battery pack of Nissan Leaf and a copy of AC Cobra upper body.

Thesis is started with market research, which revealed similar vehicles and topicality of the topic. Study showed that there is a significant number of similar projects being carried out, where internal combustion engines are exchanged for electric engine. There are also universities which have carried out such projects.

In addition to studying chosen power source for the vehicle, other mechanical components, upper body and other elements were studied. When placing vehicle elements to the frame – low centre of gravity was considered, which would ensure the stability of the vehicle even with critical lateral forces. Despite the differences brought to wheel angles by shortened wheelbase, the default steering system could still be used by altering angles in axis components.

According to calculations of resistance forces and dynamics, given transmission concept assures desired acceleration. Analysing the transmissions of Tesla and Mazda, it appeared that the stresses which can affect the axis components are not surpassing the stresses they were designed for in default conditions. Calculations show that the chosen battery pack is able to provide atleast 100 kilometre driving range. Theoretically, in highway mode the range can even be up to 153 kilometre.

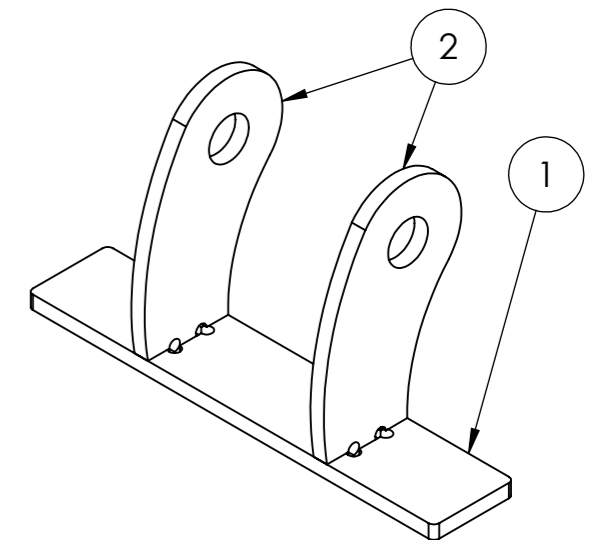
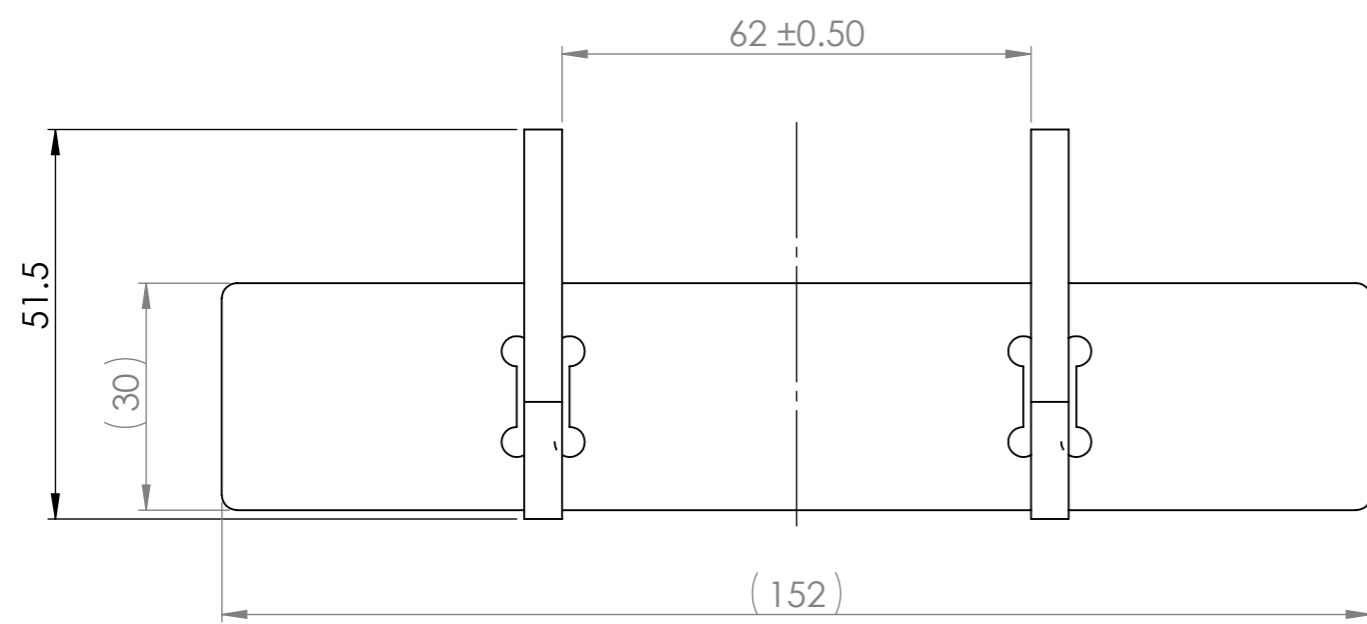
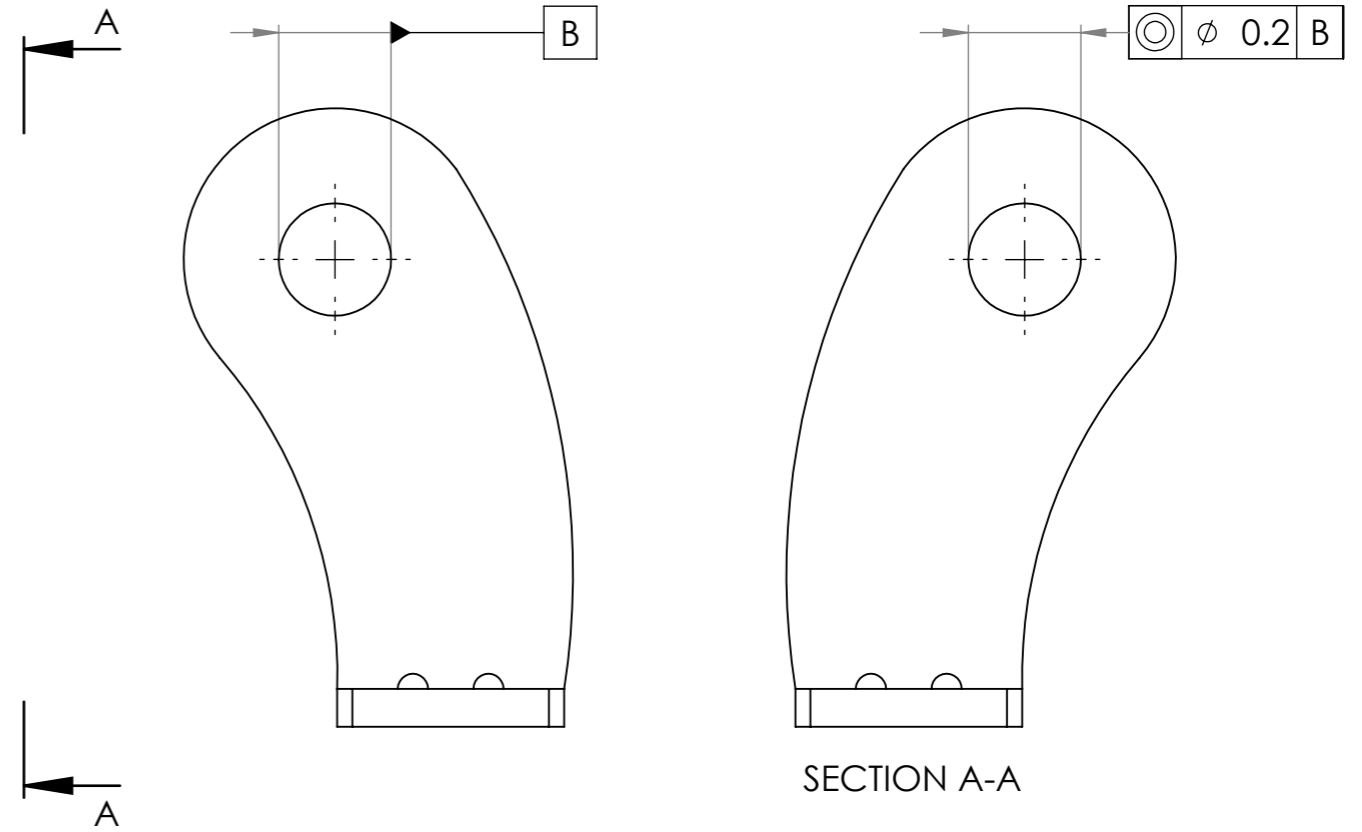
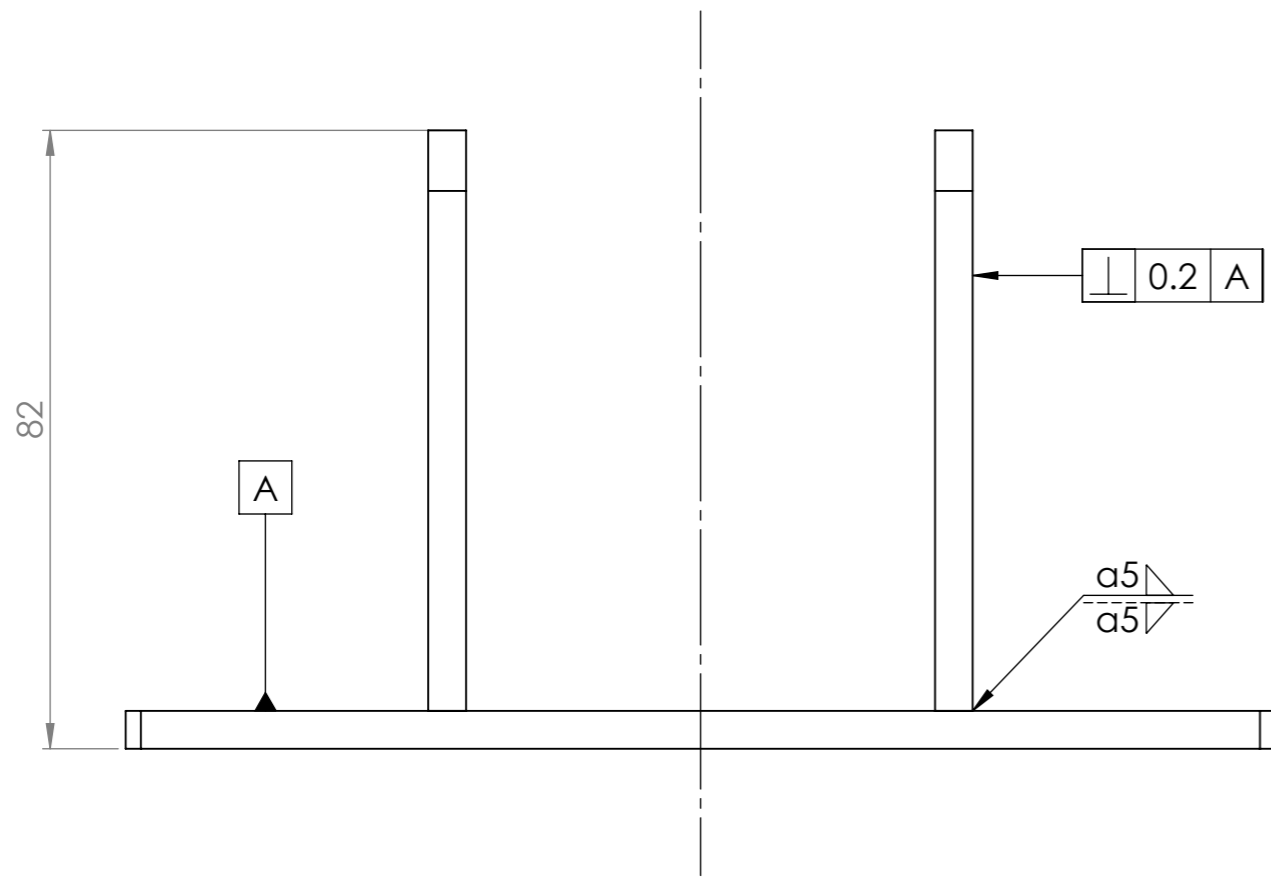
As a result of the thesis, a concept for fabrication of electric vehicle has been developed. Additionally, engine mounting brackets were designed and simulated according to the conditions layd down.

KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU

- [1] Mynobe koduleht. [WWW] <https://mynobe.com/> (10.05.2020).
- [2] RetroEV koduleht. [WWW] <http://retro-ev.com/triumph-e-gt6-spitfire> (10.05.2020).
- [3] RetroEV koduleht. [WWW] http://retro-ev.com/wp-content/uploads/2018/05/Life-In-Estonia_spring_2016_e-Drive-Retro.pdf (10.05.2020).
- [4] RetroEV koduleht. [WWW] <http://retro-ev.com/mga> (10.05.2020).
- [5] Inside EV´ s koduleht [WWW] <https://insideevs.com/news/328695/tesla-drivetrain-engineer-explains-why-electric-motors-are-inherently-superior-to-gas-engines/> (10.05.2020).
- [6] Tesla Model S hoolduskäsiraamat.
- [7] Tesla koduleht. [WWW] https://www.tesla.com/en_EU/tesla-all-wheel-drive-dual-motor-power-and-torque-specifications?redirect (12.03.2020).
- [8] Eili Heinmets, Helen Alalooga, Heino Arumäe, Lii Lang, Tõnu Lausmaa, Agur Piirisild, Lemme Plaaser, Tiit Rebane, Autonduse käsiraamat, Autoerialade Kirjastus, 2014.
- [9] Mazda RX-8 esisild. [WWW] <http://www.jbcarpages.com/mazda/rx8/2004/pictures/large/picture45.php>. (18.04.2020).
- [10] Mazda RX-8 tagasild. [WWW] <http://www.jbcarpages.com/mazda/rx8/2004/pictures/large/picture46.php>. (18.04.2020).
- [11] Thomas D. Gillespie, „Fundamentals of Vehicle Dynamics“ Society of Automotive Engineers, Inc., 1992.
- [12] Jornsens Reimpell, Helmut Stoll, Jürgen Betzler „The Automotive Chassis: Engineering Principles 2nd Edition“, Butterworth-Heinemann, 2001.
- [13] MAZDA RX-8 Tehniline spetsifikatsioon. [WWW] <https://1ijylmozio83m2nkr2v293mp-wpengine.netdna-ssl.com/wp-content/uploads/2017/07/RX-8-Spec-Sheet-Final.pdf> (14.04.2020).
- [14] „Electronic Automotive Handbook 1. Edition“, Robert Bosch GmbH, 2002.

- [15] J. Y. Wong, „Theory Of Ground Vehicles, 3rd Edition“, John Wiley & Sons, Inc, 2001.
- [16] David A. Crolla, „Automotive Engineering Powertrain, Chassis System and Vehicle Body“, Butterworth-Heinemann, 2009.
- [17] G. Lechner, Automotive Transmissions 2. Edition“, Springer Science & Business Media, 2010.
- [18] Reza N. Jazar, „Vehicle Dynamics theory and applications“, Springer, 2008.
- [19] Ringristmike konstruktsioonilised tüüplahendused [WWW]
https://www.mnt.ee/sites/default/files/survey/ringristmikud_erc-14-2018_lisadeta.pdf (14.05.2020).

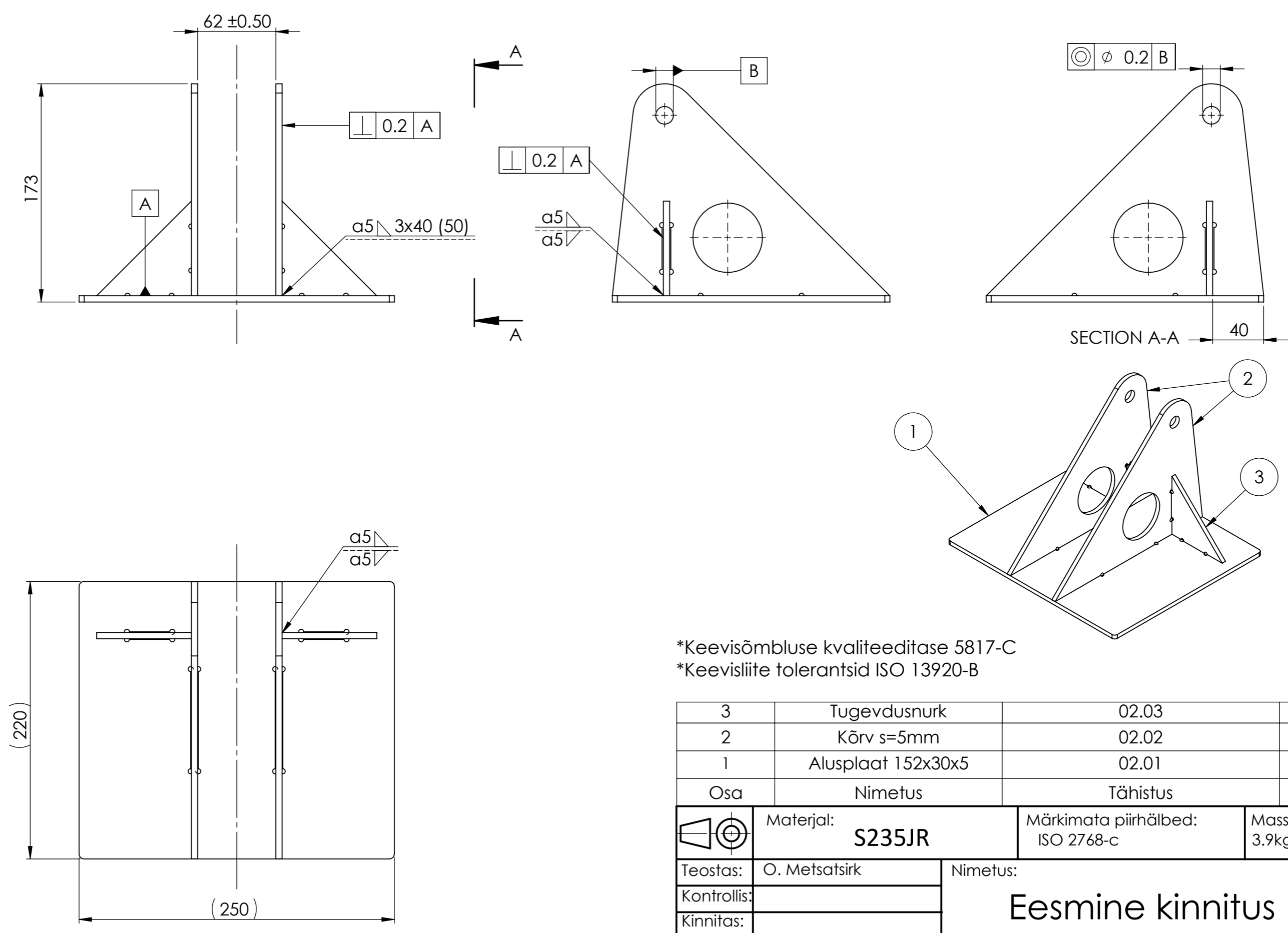
GRAAFILINE OSA



*Keevisõmbluse kvaliteeditase 5817-C
 *Keevisliite tolerantsid ISO 13920-B

2	Kõrv s=5mm	01.02	2
1	Alusplaat 152x30x5	01.01	1
Osa	Nimetus	Tähistus	Hulk

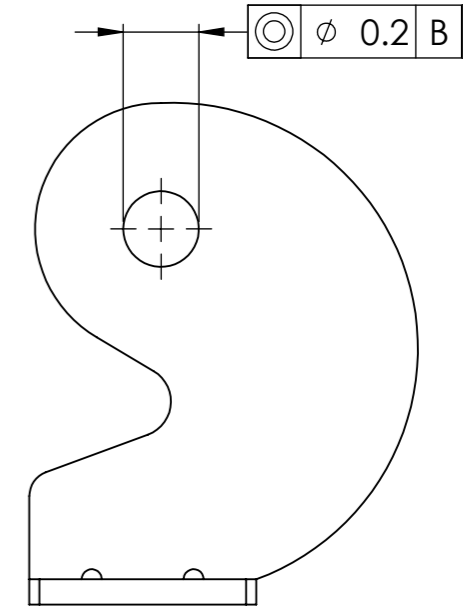
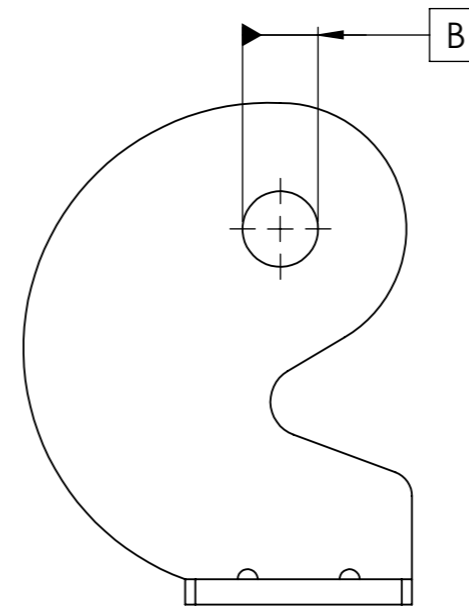
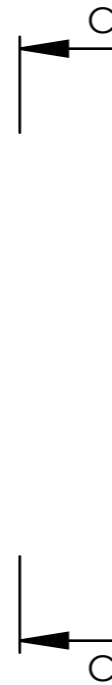
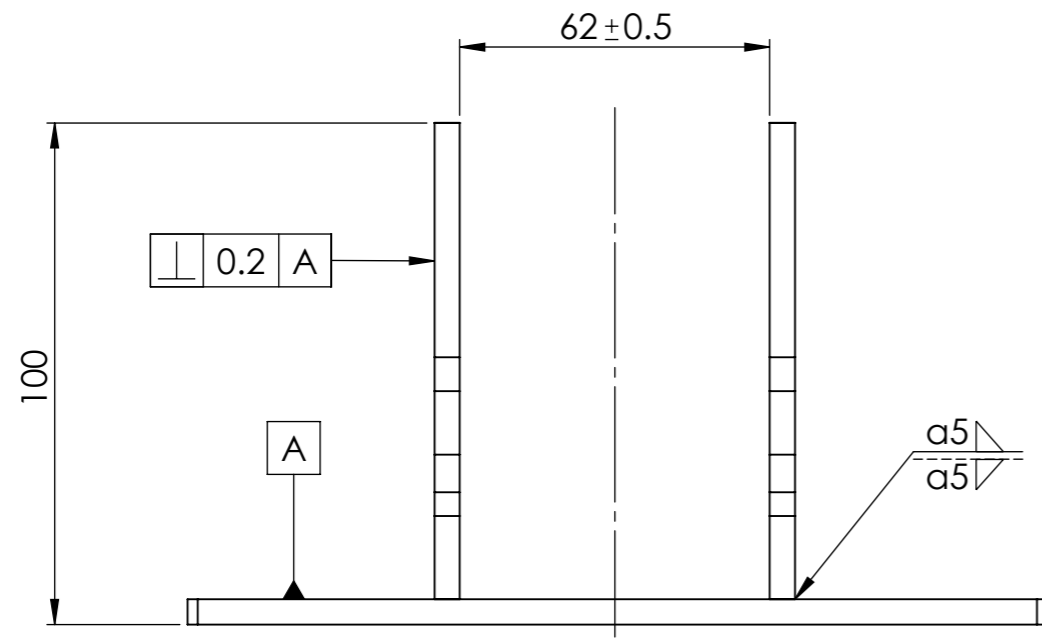
	Materjal:	S235JR	Märkimata piirhälbed:	Mass:	Mööd:
			ISO 2768-c	0.4kg	1:1
Teostas:	O. Metsatsirk	Nimetus:			
Kontrollis:		Külgmine kinnitus			
Kinnitas:					
Tallinna Tehnikaülikool Inseneriteaduskond		Leht:	Tähis:		
		1/1	01.00		



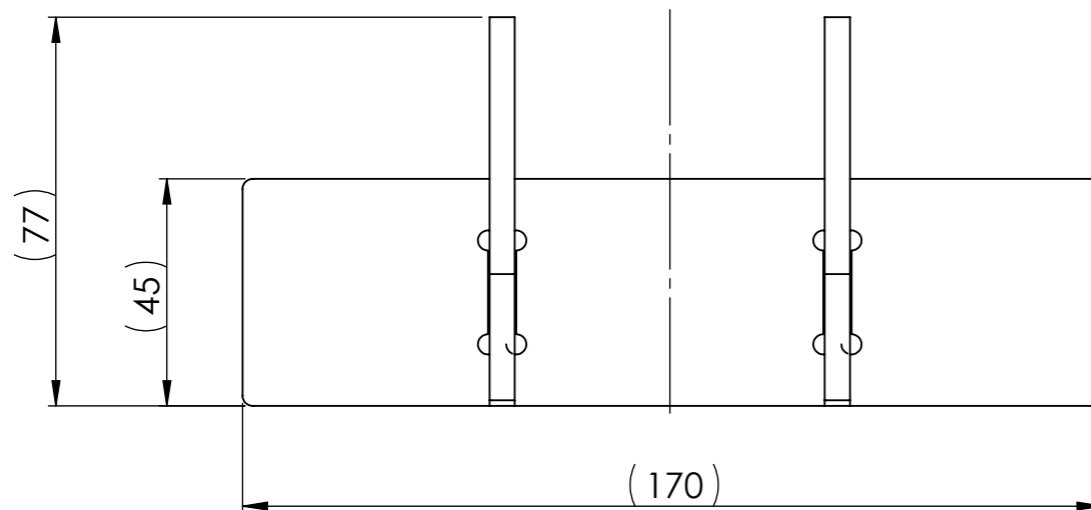
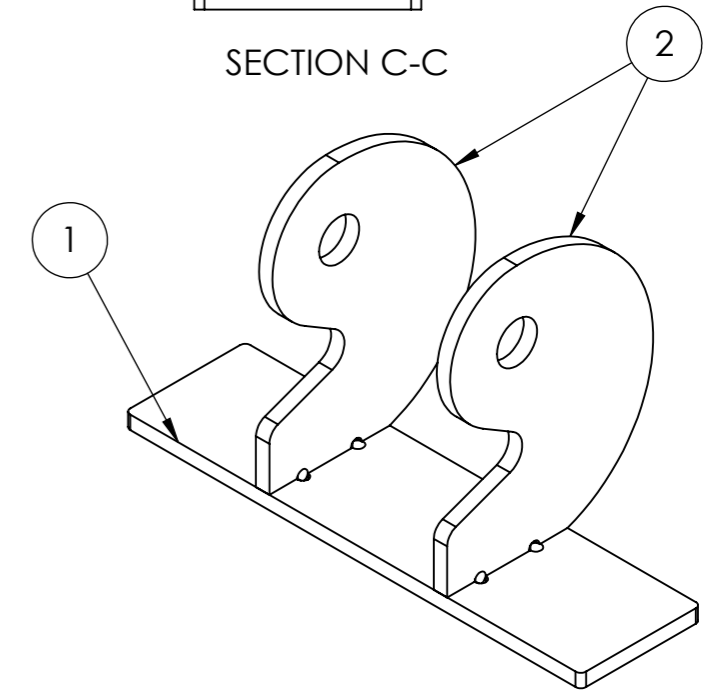
*Keevisõmbeluse kvaliteeditase 5817-C
 *Keevisliite tolerantsid ISO 13920-B

3	Tugevdusnurk	02.03	2
2	Kõrv s=5mm	02.02	2
1	Alusplaat 152x30x5	02.01	1
Osa	Nimetus	Tähistus	Hulk

	Materjal:	S235JR	Märkimata piirhälbed:	ISO 2768-c	Mass:	3.9kg	Mööd:	1:3
	Teostas:	O. Metsatsirk	Nimetus:	Eesmine kinnitus				
Kontrollis:								
Kinnitas:								
Tallinna Tehnikaülikool Inseneriteaduskond			Leht:	1/1	Tähis:	02.00		



SECTION C-C



*Keevisõmbluse kvaliteeditase 5817-C

*Keevisliite tolerantsid ISO 13920-B

Osa	Nimetus	Tähistus	Hulk
2	Kõrv s=5mm	03.02	2
1	Alusplaat 170x45x5	03.01	1

	Materjal:	S235JR	Märkimata piirhälbed:	Mass:	Mööd:
			ISO 2768-c	0.7kg	2:3
Teostas:	O. Metsatsirk	Nimetus:			
Kontrollis:		Tagumine kinnitus			
Kinnitas:					
Tallinna Tehnikaülikool Inseneriteaduskond		Leht:	Tähis:		
		1/1	03.00		