



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL
MEHAANIKATEADUSKOND

Masinaehituse instituut
Tootmistehnika õppetool

MET70LT

Ardo Kõiv

JÕUÜLEKANDE PROJEKTEERIMINE VÕISTLUSAUTOLE FEST15

Autor taotleb
tehnikateaduse magistri
akadeemilist kraadi

Tallinn
2016

AUTORIDEKLARATSIOON

Deklareerin, et käesolev lõputöö on minu iseseisva töö tulemus.

Esitatud materjalide põhjal ei ole varem akadeemilist kraadi taotletud.

Töös kasutatud kõik teiste autorite materjalid on varustatud vastavate viidetega.

Töö valmis Aigar Hermaste juhendamisel

“.....”201...a.

Töö autor

..... allkiri

Töö vastab magistritööle esitatavatele nõuetele.

“.....”201...a.

Juhendaja

..... allkiri

Lubatud kaitsmisele.

..... eriala/õppekava kaitsmiskomisjoni esimees

“.....”201... a.

..... allkiri

TTÜ masinaehituse instituut
Tootmistehnika õppetool

MAGISTRITÖÖ ÜLESANNE

201.... aastasemester

Üliõpilane: Ardo Kõiv 132199
Õppekava MATM02/11 Tootearendus ja Tootmistehnika
Eriala Tootmistehnika
Juhendaja: Aigar Hermaste, lektor (amet, nimi)
Konsultandid: (nimi, amet, telefon)

MAGISTRITÖÖ TEEMA:

(eesti keeles) Jõuülekanne projekteerimine võistlusautole FEST15
(inglise keeles Drivetrain design for a FEST15 racecar)

Lõputöös lahendatavad ülesanded ja nende täitmise ajakava:

Nr	Ülesande kirjeldus	Täitmise tähtaeg
1	Lõputöö kava koostamine	01.05.2015
2.	Arvuti mudelite ning arvutuste tegemine	15.06.2015
3.	Detailide valmistamine ja tellimine	20.07.2015
4.	Lõputöö põhiosa kirjutamine	24.12.2015
5.	Vormistuse viimistlemine ning köitmine	05.01.2016

Lahendatavad insenertehnilised ja majanduslikud probleemid: Formula Student klassi võistlusauto FEST15 jõuülekanne projekteerimine. Ülesande käigus valmistatakse ülekanne lahendus koos veermikukomponentidega.

Täiendavad märkused ja nõuded:.....

Töö keel: Eesti

Kaitsmistaotlus esitada hiljemalt

Töö esitamise tähtaeg.....

Üliõpilane Ardo Kõiv /allkiri/ kuupäev.....

Juhendaja Aigar Hermaste /allkiri/ kuupäev.....

Konfidentsiaalsusnõuded ja muud ettevõttepoolsed tingimused formuleeritakse pöördel

SISUKORD

SISUKORD	4
EESSÕNA	6
SISSEJUHATUS	7
1 TUDENGIVORMELI FEST15 KONTSEPTSIOON	9
1.1 FEST 15 Üldkontseptsioon	9
1.2 FEST 15 Jõuülekande kontseptsioon	10
2 FEST15 Ajamid	12
3 ÜLEKANDE PROJEKTEERIMINE	14
3.1 Ülekande arvu suurus	14
3.2 Ülekande ehitus	15
3.3 Ülekande süsteemi loomine	17
3.4 Ülekande materjalide valik	18
3.5 Esimese astme suuruse valik	19
3.6 Teise astme suuruse valik	21
3.7 Ülekande võllid ja laagrid	23
3.7.1. Esimese astme vedava võlli projekteerimine ja laagrite valik	23
3.7.2 Esimest ning teist astet ühendava võlli projekteerimine ja laagrite valik	25
3.7.3 Planeedi võllide projekteerimine ja laagrite valik	27
3.8 Hammasülekande optimeerimine	29
3.9 Käänmiku deformatsioonist tulenevate deformatsioonide analüüs hammasülekandele.	31
3.10 Ülekandelementide tolereerimine.	33
3.10.1 Laagrite lõtkude ning istude valik	33
3.10.2 Rattapoldi istu valik	34
3.10.3 Hammasvöö istu valik	35
3.11 Ülekande määrimine	35
3.11.1 Määrde valik	35
3.11.2 Õlikoguse määramine	39
4 SÕIDUKI VEERMIKUELEMENTIDE PROJEKTEERIMINE	41
4.1 Lähteparameetrid	41
4.1.1 Vedrustuse kinemaatika	41
4.1.2 Velg	41
4.1.3 Pidurisadul ning piduriketas	42
4.1.4 Rattalaagrite valik	43
4.1.5 Kaelustihendi valik	46

4.2 Käänmiku tootmistehnoloogia valik -----	47
4.3 Käänmikute projekteerimine -----	51
4.4 Ratta rummu projekteerimine -----	57
5 DETAILIDE VALMISTAMINE -----	60
5.1 Käänmiku valmistamine -----	60
5.2 Käänmiku tagakaane valmistamine -----	63
5.3 Rummu valmistamine -----	63
6 JÕUÜLEKANDE DEFEKTEERIMINE PEALE VÕISTLUSHOOAEGA-----	65
KOKKUVÕTE-----	68
SUMMARY -----	71
KASUTATUD KIRJANDUS -----	74
LISAD-----	75

EESSÕNA

Käesolev lõputöö on valminud Tallinna Tehnikakõrgkooli ja Tallinna Tehnikaülikooli ühisprojekti Tudengivormel raames. Kõik ülesande püstituseks vajalikud lähteparameetrid ning piirangud on meeskonnas siseselt läbi mõeldud ning paika pandud. Töö koostamisel tekkinud küsimustega aitasid meeskonna vedrustuse ja juhtelektroonika spetsialistid.

SISSEJUHATUS

Käesoleva lõputöö teemaks on Formula Student Team Tallinna poolt projekteeritava ja konstrueeritava FEST15 jõuülekande projekteerimine. Antud teema valiti, sest tegu on küllaltki huvitava ja väljakutsuva teemaga.

Formula student on rahvusvaheline tootarenduse võistlus, mis on suunatud inseneriteadusi õppivatele tudengitele. Võistlused on ideaalne koht, kus inseneriteaduslikud oskused proovile panna ning teadmisi täiendada. Võistlused koosnevad dünaamilistest ja staatilistest aladest. Dünaamilisi alasid on neli, kus pannakse proovile auto kiirus, manööverdusvõime ning vastupidavus. Staatilistel aladel tuleb meeskonnaliikmetel kohtunikele selgitada, kuidas antud võistlussõiduk ehitati ning samas ka ära põhjendada, miks kasutati üht või teist lahendust.

FEST15 on meeskonna kaheksas vormel. Esimene vormel valmis aastal 2008, sealt ka nimi FEST08. Igal aastal on valminud uus ja täiustatum mudel võrreldes eelnevaga. Samuti on võistluste tulemused paranenud ning vormeli keerukus suurenenud aasta-aastalt. Viimased kaks vormelit FEST13 ja FEST14 on elektrivormelid, viimane neist suutis saavutada Itaalia võistlustel üldarvestuses esikoha.

Diplomitöö tulemusena valmib tudengivormeli FEST15 jõuülekande lahendus. Käesolevas lõputöös loodav lahendus on meeskonna jaoks samm uude suunda, sest varasemalt pole taolise lahendusega kokku puutunud. Uudsus peitub kogu kontseptsioonis. Siiani on kasutatud vormelil ühte ajamit, mis käitas tagumist telge, siis nüüd kasutatakse nelja. Iga ratta jaoks on eraldi mootor, seega peab igal rattal olema oma ülekanne.

Projekteeritav jõuülekanne annab seni kasutatud lahenduse ees kolm põhilist eelist:

1. Parem kiirendusvõime tänu neljarattaveole.
2. Pidurdamisel on võimalik regenerereerida rohkem energiat.
3. Igale rattale on võimalik anda nii kiirust kui ka väändemomenti sõltumata teistest ratastest, seeläbi on võimalik luua vektorjuhtimis süsteem. Vektorjuhtimine töötab tänu meeskonna liikmete poolt loodud algoritmidele. Sellega loodi Eestisse uut oskusteavet, sest varasemalt ei ole sarnase ülesandega tegeletud.

Käesolevas lõputöö keskendutakse peasjalikult jõuülekanne mehhaanilisele poolele. Lõputöö raames projekteeritakse nii ülekanne kui ka ülekanne korpus, milleks praegusel juhul on sõiduki käänmik. Lõputöö põhiosa algab tudengivormeli FEST15 üldkontseptsiooni tutvustamisega, kus antakse ülevaade, milliseks kujuneb 2015 aasta tudengivormel ning millistel kaalutlustel otsustati ülekanne käänmikuga integreerida. Järgnevalt räägitakse lähemalt eelistest, mida neli ajamit vormeli võimekusele pakkuda suudavad.

Ülekanne projekteerimist alustatakse ajami parameetritest ülevaate andmisega. Mootori näitajaid teades selgitatakse välja vahemik, kuhu vahele peaks ülekanne arv jääma. Seejärel analüüsitakse erinevaid lahendusi, mille tulemusena selgitatakse optimaalseim ülekanne tüüp, mille põhjal saab paika panna hammasrataste suurused. Teades ülekanne arvu ning gabariite millesse mahtuma peab, saab liikuda edasi võllide projekteerimisega ning laagrite valikuga. Projekteeritakse võllid ning valitakse sobivad laagrid vastavalt koormustele. Laagrite vastupidavuse oluliseks osaks on õigete istude ning lõtkude valik. Ülekannet projekteerides vaadeldakse, kuidas mõjuvad käänmikust tulenevad deformatsioonid pingetele hambuvuses. Ülekandes on olulisel kohal süsteemi määrimine, käiakse läbi sammud õige õli valikuks.

Veermiku komponentide projekteerimisel on esimeseks sammuks lähteparameetrite selgeks tegemine. Vaadeldakse võistlusautol FEST15 kasutatavat velge ja pidurikomponente ning arvutatakse välja rattalaagrite suurused. Seejärel valitakse kõige otstarbekam tootmistehnoloogia. Sealt liigutakse edasi käänmiku projekteerimisega, mille käigus tehakse LEM analüüsi mitmes koormusolukorras ning analüüsitakse tulemusi. Sarnaselt projekteeritakse rattarumm ning rummu koostu komponendid.

Järgnevalt lahendatakse detailide valmistamisega seotud küsimusi. Antakse ülevaade masinapargist, millega detailid valmistati. Mõeldakse välja sobiv rakistus ning selgitatakse samm-sammult keerukamate komponentide valmistamist.

Viimases peatükis vaadeldakse ülekannet, mis on läbinud võistlushooaja. Analüüsitakse nii alumiinium komponente kui ka hammasrattaid. Hinnatakse visuaalselt komponentide seisundeid. Võrreldakse uue ja töötanud hammasrataste pindu ning tuuakse välja seoseid varasemalt tehtud analüüsi tulemustega.

1 TUDENGIVORMELI FEST15 KONTSEPTSIOON

1.1 FEST 15 Üldkontseptsioon

FEST 15 on meeskonnale väga suur samm edasi. Kasutatakse mitmeid innovaatilisi lahendusi, mis pole erakordsed mitte ainult meeskonna jaoks, vaid lahendusi, mis on uudsed ning esmakordsed Eestis.

Üks suurimaid muudatusi on seotud sõiduki kandmikuga. Varasematel aastatel oli tegu toruraamiga, käesoleva hooaja võistlussõiduki selgrooks on süsinik-komposiitmaterjalist valmistatav kandmik. Sellist tüüpi kandmiku projekteerimine ning valmistamine on oluliselt ajamahukam ja keerukam kui toruraami valmistamine. Antud kandmikul on kaks peamist eelist toruraami ees – suurem väändejäikus ning väiksem mass. Samuti mõjutab süsinikkandmiku kasutamine ka jõuülekanne paigutust.

Reegli uuendustele tõttu ei ole enam võimalik vormeli energiaallikat ehk akupakke ehitada sõiduki sisse. Akumoodul peab olema sõidukist eemaldatav selliselt, et ühendatakse lahti ainult mootori kontrollritesse minev toide, andmeside pistik ja akumooduli kinnitused.

Olulised muudatused on läbi viidud aerodünaamikat puudutavates reeglites, kus võrreldes varasemate aastatega on tugevalt piiratud ruumi, kuhu on võimalik paigutada aerodünaamilisi elemente.

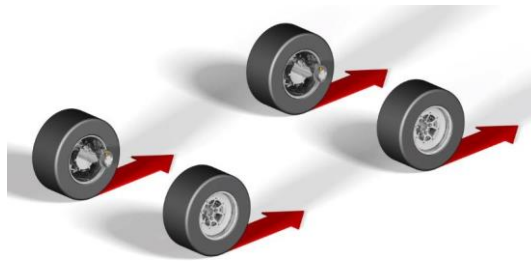
Uudne on jõuülekanne kontseptsioon, mida vaatleme lähemalt järgnevas peatükis.

1.2 FEST 15 Jõuülekanne kontseptsioon

Varasematel valmishitatud seitsmel tudengivormelil on kasutatud ühte ajamit. Aastatel 2008-2012 (FEST08-FEST12) oli ajamiseks siseõlemismootor, 2013-2014 (FEST12-FEST13) oli ajamiseks elektrimootor. Samuti on lõppastmes jäädud truuks kettülekandele.

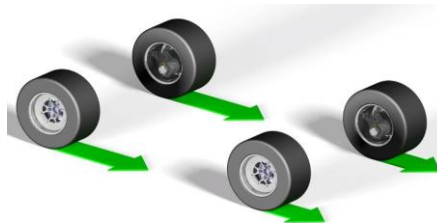
Esmakordselt kasutatakse lahendust, kus igal rattal on eraldi ajam ning kettülekanne vahetab välja hammasülekanne.

Igale rattale eraldi ajami paigutamisel on mitmeid eeliseid. Neljarattavedu tagab parema kiirenduse. Vormeli kiirendamisel langeb massiümberjaotumise tõttu suurem osa tagateljele. Kuna esitelg on endiselt maaga kontaktis, siis eesmistele ratastele veojõudu andes on võimalik paremini ära kasutada sõiduki koguvõimsust.



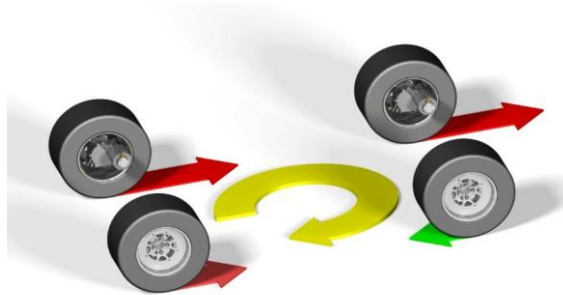
Sele 1-1 Sõiduk kiirendusolukorras

Pidurdamisel on olukord vastupidine, siis langeb suurem osa massist esiteljele. Seetõttu on võimalik regenereerida energiat, ehk kasutada ajameid generaatoritena ning saada tagasi energiat akumoodulitesse. Vastasel korral kasutatakse aeglustamiseks pidureid, kus energia salvestamise asemel tehakse see soojuseks. Regenereerimise abil on võimalik muuta sõiduk efektiivsemaks rajal, mis tähendab, et saab vähendada kaasaskantava energia hulka e. akusid. Akude hulga vähendamine tähendab sõiduki massi vähendamist, sellest tulenevalt suureneb sõiduki kurvisuutlikus, sest vähenevad rehvidele langevad koormused.



Sele 1-2 Sõiduk aeglustusolukorras

Neli eraldiseisvat mootorit annab võimaluse igat ratast eraldi juhtida. Igat ratast eraldi juhtides saame luua vektorjuhtimise süsteemi. Kurvi läbides on võimalik anda välimistele ratastele suurem kiirus ning seesmistele väiksem. Sellega tekitatakse sõiduki vertikaaltelje ümber moment, mis aitab kaasa sõiduki suuna muutusele, kaasneb ka parem kurvisuutlikus, mis lõpptulemusena tähendab kiiremat ringiaega.



Sele 1-3 Sõiduk kurviolukorras

Tudengivormelil FEST15 integreeritakse jõuülekanne käänmikku. Asukoha valik on tingitud sellest, et kandmiku küljes ei ole ruumi ajamite paigutamiseks. Esiteljel ei ole ajamitele ruumi, sest ainus vaba ruum on hõivatud juhi jalgade poolt. Samuti pole ka ruumi juhi selja taga tagatelje ajamitele, sest juhi selja taga paikneb akumoodul. Varasemast lahendusest, kus akumoodulid asetsesid külgedel, otsustati loobuda seetõttu, et on vaja kasutada topelt turvaahelaid, on rohkem juhtmeid ning üldine akumooduli mass kasvab kahe eraldiseisva akukasti arvelt. Esimest komposiitkandmikku projekteerides oli soov saavutada võimalikult lihtne väline kuju, mis taaskord ei oleks võimalik soovides paigutada ajamid kandmiku külge. Integreerides jõuülekanne käänmikuga kasvab vedrustamata mass. Selle tulemusel on keerulisem amordil ratast teega kontaktis hoida, sest liikuv mass, millele peab vastu töötama, on suurem. Samas kaalub vektorjuhtimise poolt saadav lisa eelnevalt välja toodud puuduse üles. Antud paigutuse positiivseteks külgedeks on üldise massi vähenemine, kuna ei ole vajadust veovõllide järele ning kere geometria on lihtsam, mis muudab selle valmistamise ja projekteerimise lihtsamaks. Samuti väheneb sõiduki kerekaldumine, kuna vedrustatud massi on vähem.

2 FEST15 AJAMID

Jõuülekandes kasutatakse AMK Grupi poolt spetsiaalselt antud võistlussarja jaoks loodud mootorite paketti. Mootoripakett sisaldas lisaks ajamitele mootorite kontrolleri, mis koosneb neljast inverterist ning neid juhtivast juhtplaadist.

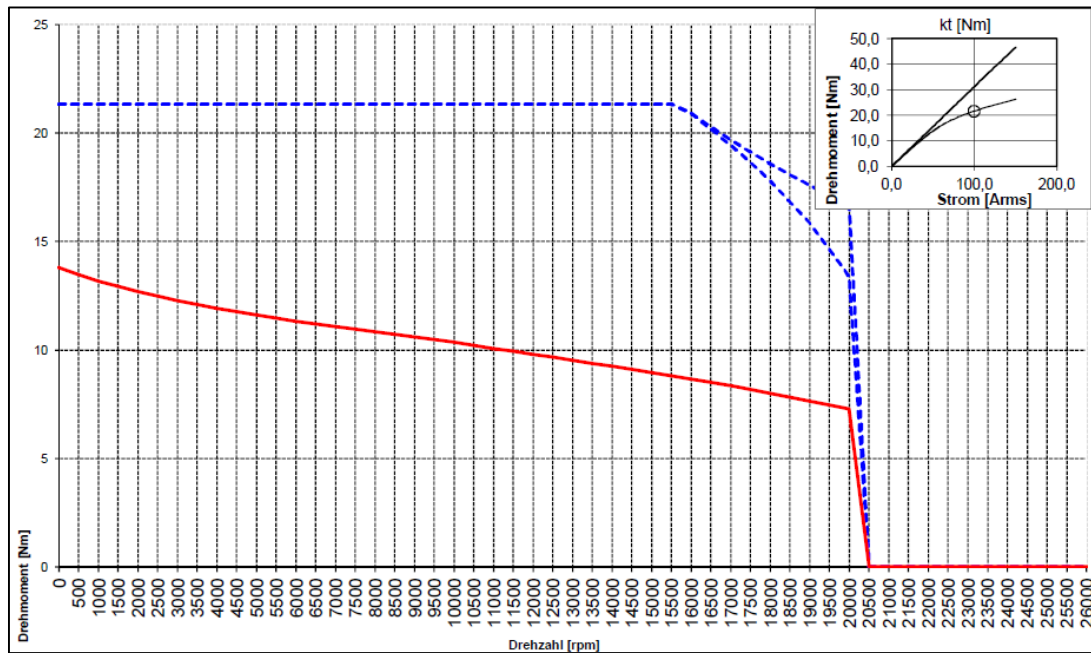
Ajamite põhiparameetrid on välja toodud allolevas tabelis.

Tabel 2-1 Ajami DD5-14 parameetrid

Ajami nimetus	DD5-14-xxW-19000V
Maksimaalne võimsus kW	35
Nimivõimsus kW	12,3
Maksimaalne väändemoment Nm	21
Nimimoment	9,8
Maksimaalne pöörlemiskiirus rpm	20000
Maksimaalne tarvitatav vool A	100
Nimivool A	54
Mass kg (ilma jahutus korpusetta)	3,65
Korpuse läbimõõt mm	95,9
Korpuse pikkus mm	110
Väljundvõlli nuutliide	DIN 5480 W11x0,8x30°x12xh8

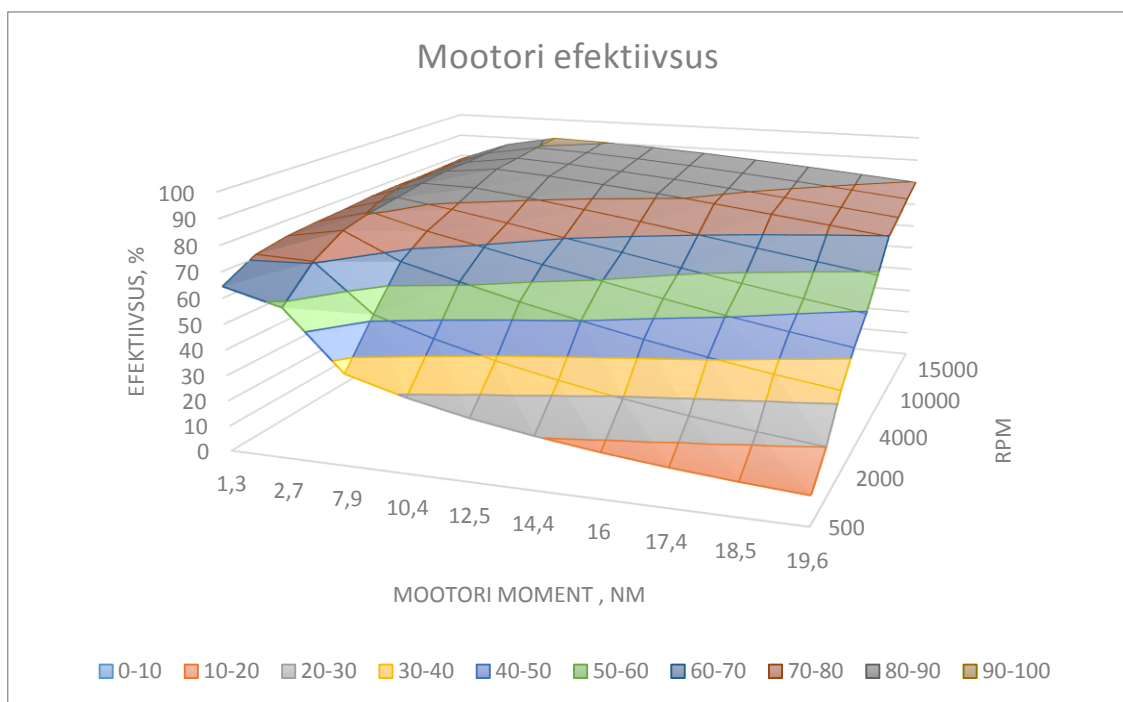
Tabelist on näha, et tegu on väga hea võimsustihedusega mootoritega. Samuti on mootor mõõtmetelt kompaktne, mis hõlbustab mootorite paigutust ratta koostu.

Graafikul on näidatud mootori momendi sõltuvus pöörlemiskiirusest. Punase joonega on tähistatud nominaaljõud ning sinisega maksimaalne.



Sele 2-1 Ajami pöördemomendi sõltuvus pöörlemiskiirusest [1]

Alloleval graafikul on näidatud mootorite pöörlemiskiiruse, arendatava momendi ning efektiivsuse omavahelist suhet. Antud graafikult saab lähteparameetreid ülekande arvu valimiseks. Mootori efektiivsus sõltub väga suuresti selle pöörlemise kiirusest. Mida kiiremini mootor pöörleb, seda efektiivsemalt mootor töötab.

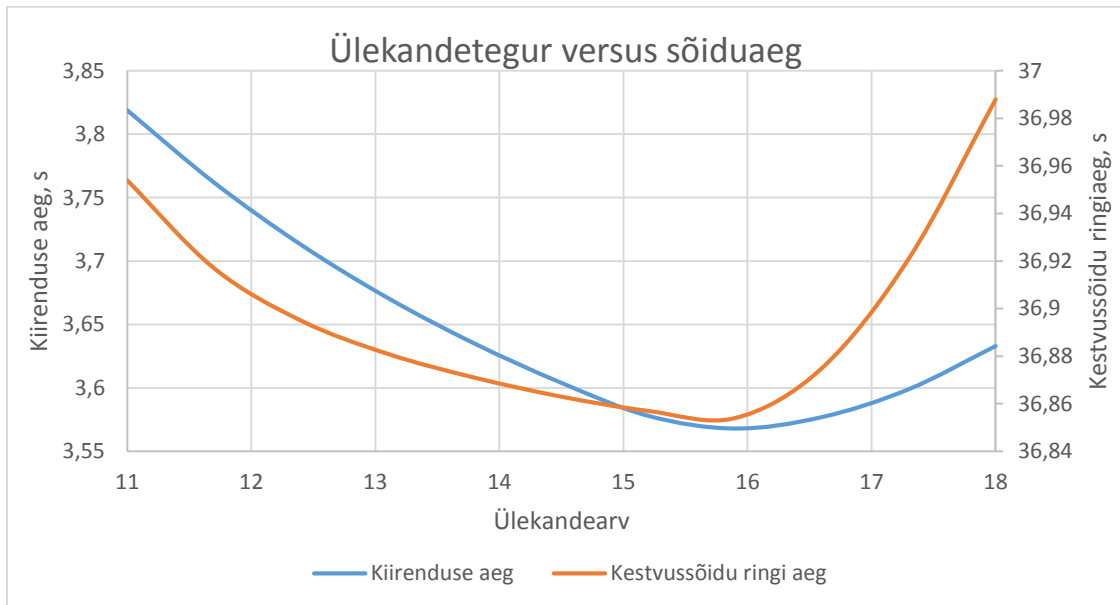


Graafik 1 Mootori DD5-14 efektiivsus [2]

3 ÜLEKANDE PROJEKTEERIMINE

3.1 Ülekande arvu suurus

Enne sobiva ülekande loomist tuleb leida optimaalseim ülekande suuruse vahemik. Ülekande suurusest sõltub auto hilisem dünaamiline võimekus. Allolevas graafikus on näha kiirenduskatse ja kestvussõidu ringi läbimise aeg sõltuvalt ülekande suurusest. Graafik on tehtud Optimum Lapi nimelises tarkvaras, mille loojaks on meeskonna liige Rait Karri.

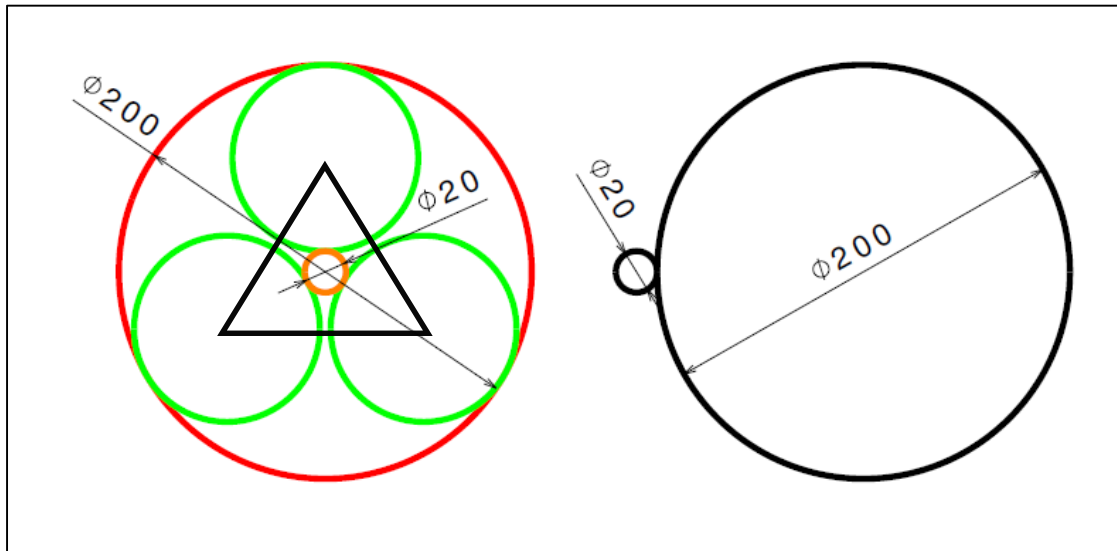


Sele 3-1 Kiirenduse ja kestvussõidu aja võrdlus ülekandeteguriga [2]

Graafikult on näha, et optimaalseim tegur on 15,9, sellel hetkel oleks nii kiirenduse kui kestvussõidu aeg väikseimad. Samas mida suurem on ülekande tegur, seda suurem on vedrustamata mass. Suurema ülekande arvuga kaasnevad suuremad jõud, mis omakorda nõuavad jäigemaid võlle ning suurema koormustaluvusega laagreid. Seetõttu valiti ülekande loomiseks vahemik 14-15,9. Ülekande teguri 14 juures oleks kestvussõidu ringi aeg kõigest 0,04% aeglasem optimaalseimast, see tähendab orienteeruvalt 0,2 sekundit kaotust kahekümne ringi kohta, mis on küllaltki tühine. Kiirenduse korral oleks kaotus 0,8%, see tähendab ajaliselt 0,06 sekundit.

3.2 Ülekande ehitus

Teades sobivaimat ülekande suuruse vahemikku tuleb leida kompaktseim ülekande ehitus. Kuna ülekanne paikneb käänmikus, ei ole vajadust kasutada koonushammasrattaid ega tiguülekandeid. Valmistamise lihtsuse seisukohast ning hilisema laagerduse lihtsustamise eesmärgil välistati kaldhammastega hammasrattad, sellega välistati ülekande osas aksiaaljõud. Seega sobiv ülekande ehitus tuleb leida kasutades vaid sirghamubumist.



Sele 3-2 Planetaarülekande ja hambapaari ülekandearvude võrdlus

Ülaloleval seel on kujutatud planetaarülekannet ja hammasratta paari. Paremal on kujutatud milline näeks välja 1:10 suhtega hammasratta paar. Praktikas tavaliselt sellist lahendust kasutatakse harva, kuna väiksem hammasratas peab tegema oluliselt rohkem tööd, kui suurem, seega temaga seotud komponendid kuldavad oluliselt kiiremini.

Sele 3-2 vasakul on kujutatud planetaarülekannet. Planetaarülekanne koosneb neljast elemendist: päike ehk keskmine hammasratas (seel oranz), planeedid (seel rohelised), planeedikandja (seel must), millele toetuvad planeedid, ning sisehammasvööst (seel punane). Planetaarülekande eelis tavalise hambapaari ees seisneb selles, et jõud jaguneb rohkemate hammaste vahel. Antud olukorras on meil tegu ülekandega, kus on kolm planeeti, seega kantakse jõudu edasi kolmes punktis. Jõu ühtlasem jagunemine tähendab väiksemaid jõude ühe hammasratta kohta, mis omakorda ei nõua nii tugevat hammasratas, ning väiksemaid nõudeid laagritele.

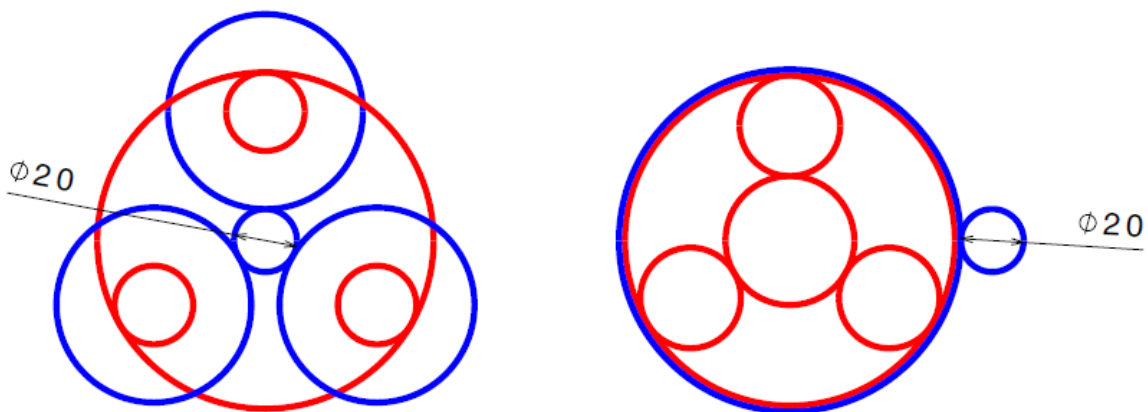
Kujutatud mõõtmetega planetaarülekandelt on võimalik saada kolm erinevat ülekande arvu, varieerides lukustatud, veetava ja vedava elemendiga.

	Keskmahhasratas N1	Planeedikandia N2	Hammasvöö N3	Valem	Ülekande arv
Ülekande skeem	Sisend	Lukustatud	Väljund	N_3/N_1	10:1
	Sisend	Väljund	Lukustatud	$1+N_3/N_1$	11:1
	Lukustatud	Väljund	Sisend	$1+ N_1/ N_3$	1.1:1

Tabel 3-1 Planetaarülekandega saavutatavad ülekande arvud [3]

Ülalolevast tabelist on näha, et ainult kaks varianti on aktsepteeritavad, sest viimasel on saavutatav ülekandearv väga väike. Hoolimata küllaltki suurest ülekande arvust ei piisa üheastmelisest planetaarülekandest. Samuti ei ole võimalik ülekande arvu märgatavalt suurendada, sest päikesse vähendamise või hammasvöö suurendamisega kasvavad planeetide läbimõõdud ning seetõttu hakkavad planeetide jaotusringjooned lõikuma.

Kuna ei ole võimalik saavutada soovitud ülekande arvu ühe astmega, tuleb kasutada mitmeastmelist ülekannet. Ülekande viimases astmes on mõistlik kasutada planetaarülekannet, sest jõud tõstetakse esimese astme abil piisavalt kõrgele, ent tugevuse seisukohast on parem, kui jõud jagunevad mitme hambumise punkti ja erinevate laagrite vahel ära. Viimane on oluline korpus valmistades, sest kui jõud jagunevad ühtlasemalt kogu struktuuri ulatuses, on piisava jäikusega korpuse saavutamine lihtsam.



Sele 3-3 Kaheastmelise ülekande eskiis

Ülaloleval seel on välja toodud kaks erinevat lahendust ülekande arvu 14:1 saavutamiseks. Mõlema mõõdud on valitud selliselt, et vähim jaotusringjoone läbimõõt ei oleks alla 20mm. Seel sinine iseloomustab esimest astet ning punane teist ülekande astet. Vasakpoolsel liit-planetaarülekandel vähendatakse kiirust esimeses astmes, kus kantakse jõud päikeselt planeetidele. Sinisega ning punasega märgitud planeedid asuvad ühtsel võllil ning ei saa liikuda

teineteise suhtes. Teises astmes kantakse jõud punasega tähistatud planeedilt hammasvööle. Antud ülekande korral on hammasvöö fikseeritud, sisend on päike ning väljund on planeedikandja.

Parempoolsel kaheastmelisel ülekandel on sisendiks hammasratta paarist väiksem hammasrattas (selel märgitud sinisega). Esimese astme suuremalt hammasrattalt kantakse jõud edasi planetaarülekande päiksele, väljund on planeedikandja ning hammasvöö on fikseeritud.

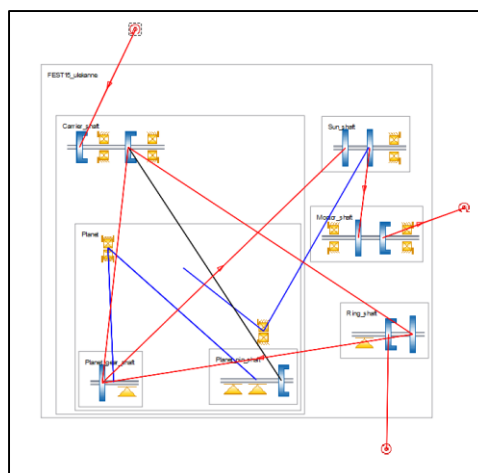
Tudengivormeli FEST15 vedrustuse kinemaatika aga välistab liit-planetaarülekande, sest antud lahendi kasutamiseks peab paiknema mootor ülekande keskmes, ehk ratta rummu keskmes.

Tudengivormelil kinnitub vedrustuse tõukurvarras käänmikule selliselt, et ei ole võimalik mootorit ratta rummu tsentrisse paigutada ning amordi tõukurvarrast ei ole võimalik nihutada ilma, et tehtaks järeleandmisi vedrustuse kinemaatikas.

3.3 Ülekande süsteemi loomine

Ülekande projekteerimiseks kasutati esmalt KISSsoft ja KISSsys tarkvarasid. kust hiljem hammasrattad exporditi Catiasse. KISSsoft ja KISSsys on spetsiaalselt loodud tarkvara ülekandesüsteemide loomiseks, analüüsimiseks ja tootmiseks. Catia on CAD tarkvara milles valmistatakse ja tehakse LEM analüüse käesolevas lõputöös projekteeritavatele komponentidele.

Esialgse süsteemi loomiseks tuleb luua esmalt kinemaatiline skeem, kus näidatakse ära ühendused völli vahel, millistel völlidel paiknevad laagrid ning milliste völlidega need ühenduses on. Kinemaatilisel skeemil pannakse paika hammasrattaste asukohad, kus määratakse ära sisendid ja väljundid. Hilisemad arvutusmoodulid juhivad jõudude, deformatsioonide, pingete jne. arvestamisel kinemaatilises skeemis antud algväärtusi.



Sele 3-4 FEST15 ülekande kinemaatiline skeem

3.4 Ülekande materjalide valik

Ülekannet valmistama asudes prooviti leida nii erinevatest Eesti ettevõtetest kui ka ülikoolidest inimesi, kellega hammasülekande projekteerimise osas konsulteerida. Uuringu käigus selgus, et Eestis puudub oskusteave taoliste süsteemide loomisel. Leidub küll tehnolooge, kes oskaksid jooniste järgi hammasrattaid valmistada ja vastavaid seadmeid kasutada, kuid nemadki ei ole kokku puutunud ülekande süsteemi loomisega puhtalt lehelt. Seetõttu materjalide valiku osas lähtuti Inglise ettevõtte Glebe Engineering soovitustest. Ettevõttel on kogemus antud materjalist hammasrataste valmistamisel ning omatakse teavet, kuidas saavutada parim tulemus materjalide termilisel töötlemisel.

Kõik hammasrattad, välja arvatud esimese astme veetav hammasratas, on valmistatud materjalist EN36C, mille parameetrid on välja toodud Tabel 3-2.

Tabel 3-2 EN36C materjali parameetrid

Elastsusmoodul	206000 N/mm ²
Poissoni suhe	0,3
Tihedus	7830 kg/m ³
Tõmbetugevus	1200 N/mm ²
Voolepiir	835 N/mm ²
Materjali kõvadus peale termotöötlust	38-39 HRC
Pinnakõvadus peale termotöötlust	58-62 HRC
Pinnakarastuse sügavus	0,5-0,7mm

Esimese astme veetav hammasratas valmistatakse materjalist S155. Antud materjal on kallim eelpool mainitust, kuid kasutatakse seetõttu, et hammasratta lõplik kuju on kaalu optimeerimisest tingituna keerukam ning valitud materjal deformeerub termilise töötamise käigus vähem.

Tabel 3-3 S155 materjali parameetrid

Elastsusmoodul	205000 N/mm ²
Poissoni suhe	0,28
Tihedus	7870 kg/m ³
Tõmbetugevus	2000 N/mm ²
Voolepiir	1200 N/mm ²
Materjali kõvadus peale termotöötlust	50 HRC
Pinnakõvadus peale termotöötlust	58-62 HRC
Pinnakarastuse sügavus	0,5-0,7mm

3.5 Esimese astme suuruse valik.

Esimeses astmes sooviti saada võimalikult suurt ülekande arvu, samas hiljem silmas pidades seda, et esimese astme veetava ning planetaari hammasvöö jaotusringjoonte mõõt oleks võimalikult sarnane. Eesmärk on seatud põhjusega, et paiskõlituse korral oleks mõlemas astmes tagatud piisav õlitus.

Mida suurem on esimene aste, seda suurem saab olla teises astmes päike, see omakorda aga tähendab, et planeedid liiguvad rummu keskmest eemale. Kuna planeetide völli ning velje rattapolt on sama detail, siis veljekinnituse poltide ringjoon läheb suuremaks ning neile langevad koormused väiksemaks. Kuna langevad koormused poltidele, vähenevad ka pinged veljetsentris, mis omakorda lubab tsentrit rohkem optimeerida, saavutades kergema tulemuse.

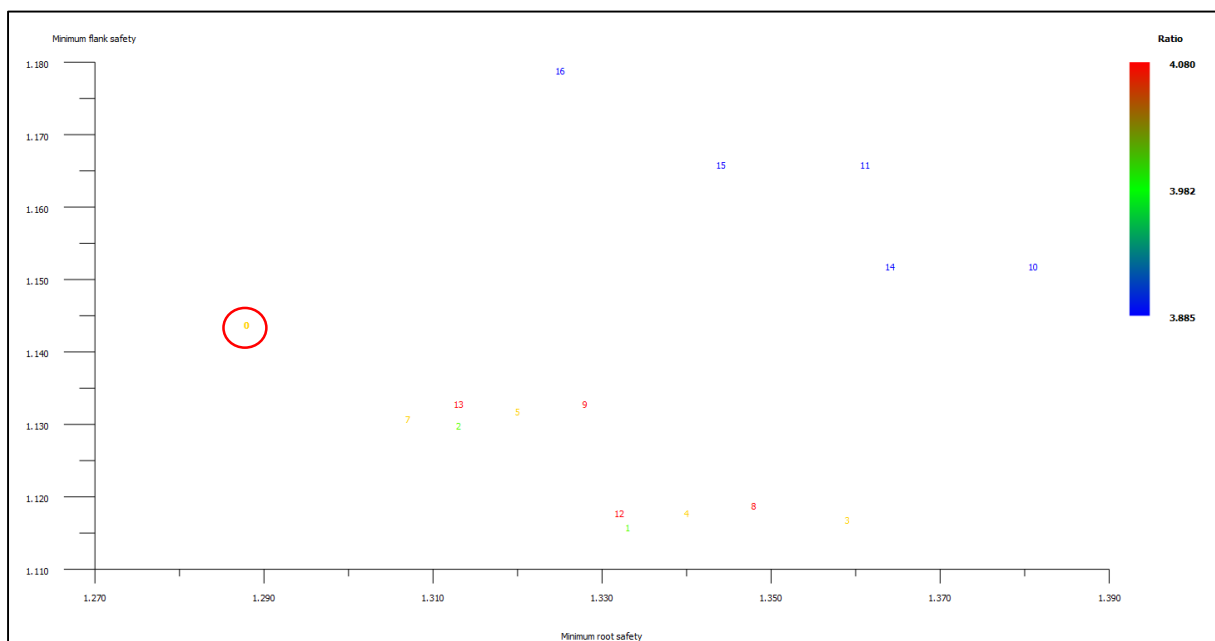
Maksimaalne seesmine läbimõõt käänmikul saab olla 120 mm, kuna vastasel juhul ei jää käänmiku välispinnale piisavalt ruumi pidurisadula kinnituseks. Seda teades saab arvestada orienteeruva maksimaalse suuruse esimese astme veetavale hammasrattale. Teades, et hammasvöö kinnituseks peab samuti ruumi jääma, valiti esialgseks maksimaalseks jaotusringjoone mõõduks 102 mm. Silmas tuleb pidada, et hammasrataste tsentrite vahe ei läheks liiga suureks, vastasel korral võib tekkida probleeme ülekande paigutamise ja velje sisse. Selles tulenevalt saab maksimaalne tsentrite vaheline kaugus olla 64 mm, mis jätab 5 mm mootorijahutuse korpuse ning velje vahele. Kitsama hammasratta laiuseks valiti 13mm. Laiema hammasrattaga on võimalik kanda üle rohkem jõudu, samas on laiem tundlikum korpusest ja völliist tulenevatele deformatsioonidele ning paiskõlituse tõttu on keerukam õlil sattuda hambaprofiilile.

Kui on teada kabariitmõõtmed ning jõud, saab asuda hammasratta paari täpsemalt valima. Hammasratta arvutused teostati Kisoft tarkvaraga. Esmase valiku lihtsustamiseks tuleb tarkvaras sisestada järgnevad parameetrid, mille abil pakutakse lähteandmete piires võimalikult palju erinevaid kombinatsioone, millest tehakse valik.

- Tsentrite vaheline kaugus 63-64 mm samm 0,2 mm
- Standard moodulite valikust valiti mooduliks 1.
- Nihke suuruse vahemikuks määrati 0..0,4 mm. Nihe tähendab hammasratta profiili nihutamist kas sissepoole või väljapoole. Väljapoole liigutades on tegu positiivsega ning sissepoole liigutades on tegu negatiivse nihkega. Negatiivset nihet ei soovitud, kuna sellisel juhul lõigatakse hammas sügavamalt ning juure tugevus väheneb. Suurem nihe välistati, sest vastasel korral jäävad hambatipud liiga teravaks, mistõttu võib tekkida oht, et hambatipp murdub töö käigus.

- Ülekande arvuks valiti 4, kuid määrati ära, et ülekande arv võib erineda $\pm 3\%$. Suuremate arvude korral tekib probleeme teise astme vastupidavusega ning esimese astme veetav hammasratas on suurem kui 102 mm.
- Keelati tarkvaral näidata täisarvulisi ülekande arve, kuna täisarvulise korral tekkivad kindlad hambapaarid, mis on töökäigus ühenduses. Need elimineerides saavutame tulemuse, kus kõik veetava hammasratta hambad kohtuvad kõigi vedava hammasratta hammastega, mille tulemusel kulub ülekanne ühtlasemalt.
- Hamba kontakt- ja juuretugevuse varuteguriks valiti vähemalt 1.1.
- Hambaprofiili survenurk 20°
- Arvutus tehakse 21 Nm ja pöörlemiskiirusel $16000 \text{ min}^{-\text{min}}$.

Arvutustes kasutatakse ISO 6336 B standardit. Antud parameetritega suudab Kisoft pakkuda 16 erinevat kombinatsiooni. Alloleval seel on horisontaalsel teljel varutegur pinnatugevuses ja vertikaalsel teljel juuretugevuse varutegur. Värvidega on märgitud ülekande arvu suurus.



Sele 3-5 Esimese astme ülekande valikuvariantide juuretugevuse, pinnatugevuse ning ülekande arvu võrdlustabel.

Optimaalseimaks loeti Sele 3-5 punasega märgitud lahendit. Antud väärtuse juures on heas tasakaalus nii pinna- kui ka juuretugevuse (graafikul välja toodud hambapaari nõrgema hamba väärtused) suhe ning on täidetud etteantud 1.1 varutegur. Veetaval hammasrattal on 101 hammas ning seetõttu rahuldatakse ka kriteerium, et veetava hammasratta läbimõõt on väiksem kui 102 mm. Sele ülaosal olevad sinisega tähistatud lahenditel on ülekande tegur alla nelja ning

alaosas välja toodud punastel lahenditel ületab veetava hammasratta mõõde 102 mm. Allolevas tabelis on välja toodud valitud ülekanne

Tabel 3-4 Esimese astme hammasrataste parameetrid

	Vedav	Veetav
Hammaste arv	25	101
Nihe mm	0,392	0,229
Hammasratta laius mm	15	13
Tsentrite vahe	63,6	
Kattetegur	1,58	
Hamba juure varutegur	1,325	1,148
Hamba pinna varutegur	1,288	1,337
Ülekande arv	4,04	

3.6 Teise astme suuruse valik

Teises astmes antakse tarkvarele järgnevad lähteparameetrid, millele peab ülekanne vastama:

- Ülekande arvuks teisel astmel valitakse 3.6, kuid tarkvarale antakse võimalus pakkuda $\pm 3\%$ erinevaid ülekande arve. Suuremaid ülekande arve kasutades kasvavad jõud ning varutegurid hammasratastele jäävad liiga väikeseks.
- Tsentrite kauguste vaheks määratakse vahemik 34-35 mm.
- Antud ülekande astmes kasutatakse suuremat moodulit, sest mõjuvad koormused on suuremad. Moodul valitakse standardmoodulitest ning selleks on 1,25
- Survenurgaks on standard survenurkade reast 20°
- Planetaarülekandes kasutatakse nelja planeeti, et oleks rohkem hambapaare, mille vahel saab jõud jaguneda ning veljele on seetõttu rohkem kinnituspunkte
- Hamba kontakt- kui ka juuretugevuse varuteguriks valitakse vähemalt 1.1.
- Nihke suurust lubatakse vahemikus 0..0,4 mm
- Arvutus tehakse esimesest astmest tuleva kiiruse ja jõu põhjal, milleks on 84,84 Nm ja pöörlemiskiirus 3960 min^{-1} .

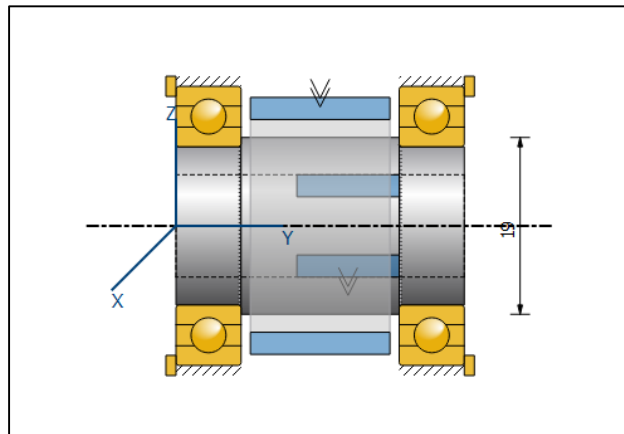
Antud parameetrite põhjal pakkus KISSsoft ainult 6 sobivat lahendust. Lahendused on välja toodud Sele 3-6.

3.7 Ülekande võllid ja laagrid

Ülekande loomise järgnevas sammus on sobiva võllide ja laagrite süsteem, mille abil on võimalik vastu võtta hammasrattaste poolt tekitatavad radiaaljõud ning pöördemomenti edasi kanda.

3.7.1. Esimese astme vedava võlli projekteerimine ja laagrite valik

Ülekande esimeseks elemendiks on esimese astme vedav hammasratas, ehk hammasratas on kinnitatud mootori väljundvõllile. Kuna mootori nuudi osa on liiga väikese läbimõõduga hambumises tekkivate radiaalkoormuste jaoks, tekivad mootori väljundvõllil liiga suured deformatsioonid, seetõttu tuleb vedav hammasratas paigaldada mõlemast otsast laagritele. All oleval seel on näha, milline näeb välja esimese astme veetava hammasratta koost koos laagritega.



Sele 3-7 Esimese astme vedava hammasratta võlli ja laagrisüsteem

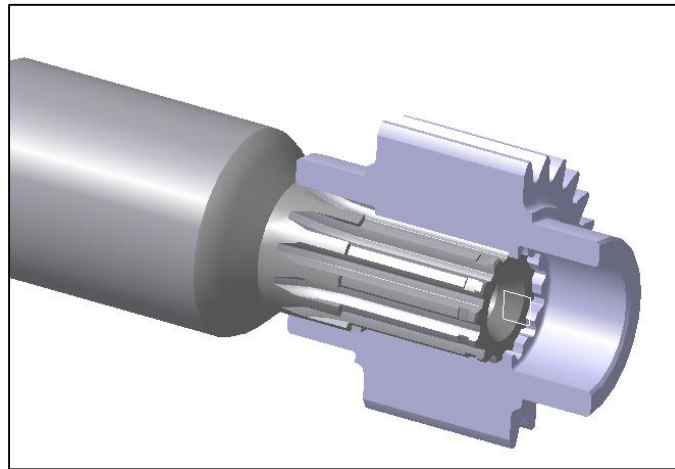
Hammasratas on valmistatud võlliga ühes osas, samuti on võlli sisse töödeldud mootori nuudiga kokku sobiv evolvent nuut. Võlli sisepinnal olevad sinised ristkülikud näitavad ala, mille kaudu kantakse jõud hammasrattasse. Välimised sinised ristkülikud näitavad, millist ala mõjutab hambumises tekkiv jõud.

Hammasrattast konstrueerides tuleb arvesse võtta mootori väljundvõllil olevat nuuti ning selle parameetreid. Mootori väljundvõlli nuudi parameetrid on välja toodud all olevas tabelis.

Tabel 3-6 Ajami DD5-14 väljundnuudi parameetrid

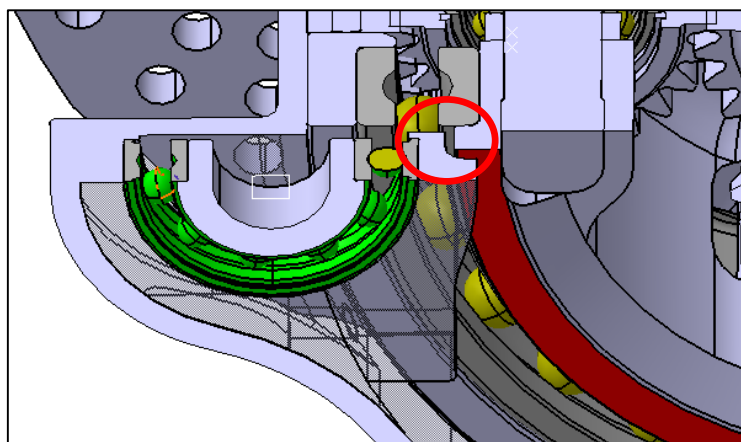
Nuudi standard	DIN 5480
Hammaste arv	12
Nuutliite laius	11,9mm
Moodul	0,8
Mooduli survenurk	30°
Nuudi tipuringjoone läbimõõt võllil	10,84mm

Mootori võll peab ulatuma võimalikult sügavale hammasratta sisse. Sellega saavutatakse kompaktsem ülekande koost. All oleval seel on näidatud mootori paigutus vedava hammasratta suhtes.



Sele 3-8 Esimese astme vedava hammasratta paigutus ajami väljundvõllil

Hammasratta võlli läbimõõduks valiti 17 mm, seetõttu on võimalik tekitada võllile aste, millega saab ära määratleda laagri aksiaalse asukoha, samas jääb piisav seinapaksus laagri alusele osale. Võlli seesmine läbimõõt on 12,1 mm, seega jääb seinapaksuseks 2,49 mm. Suurema läbimõõduga laagrit võlli ülekandepoolses küljes ei ole võimalik kasutada. Laagri läbimõõtu suurendades ei mahu rummu poolset laagrit kinni hoidev klamber. Antud probleemi illustreerib all olev Sele 3-9. Kasutades valitud laagrit 61903, jääb rummu serva (seel tähistatud punasega) ning rummupoolse vedava hammasratta võlli tugilaagri (seel tähistatud rohelinega) vaheliseks kauguseks 3,6 mm. Klambri ja rummu vaheline kaugus on 1 mm, seetõttu jääb klambri paksuseks 2,6 mm. Suuremat laagrit kasutades jääks klambri seinapaksus kõige kitsamas kohas pea olematuks.



Sele 3-9 Esimese astme vedava hammasratta laagri klambri paigutus

17 mm võllimõõduga väiksemat laagrit ei ole võimalik kasutada, sest nii dünaamiline kui ka staatiline koormustegur on enam kui kaks korda väiksemad, kui valitud laagril, mistõttu oleks laagri eluiga 11 h.

Allolevas tabelis on välja toodud vedavat hammasrattast toetavad laagrid ning neile mõjuv jõud

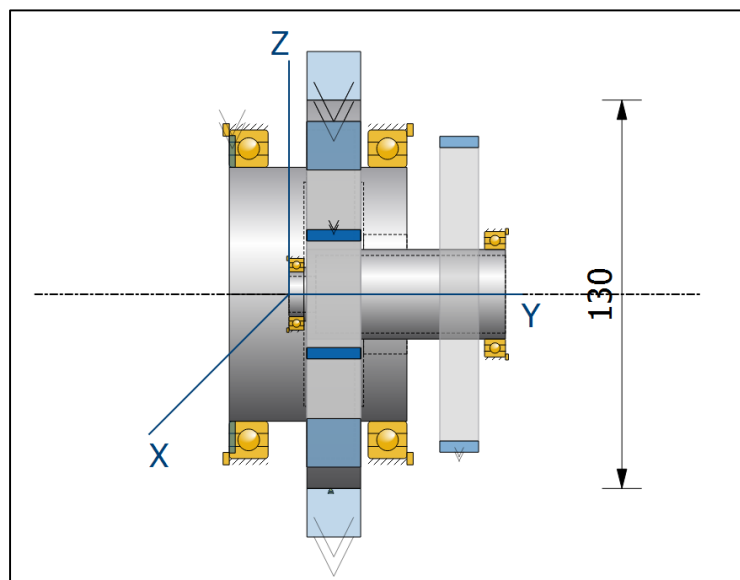
Tabel 3-7 Laagri parameetrid ning mõjuv koormus [4]

Laager	d – sise (mm)	D – välis (mm)	Laius (mm)	Dünaamiline koormustaluvus (kN)	Staatiline koormustaluvus (kN)	Mõjuv resultantjõud (kN)
61903	17	30	7	4,62	2,55	0,894

Tabelis näidatud laagri korral on varuteguriks 2,85 ning eluiga on 144 h.

3.7.2 Esimest ning teist astet ühendava võlli projekteerimine ja laagrite valik

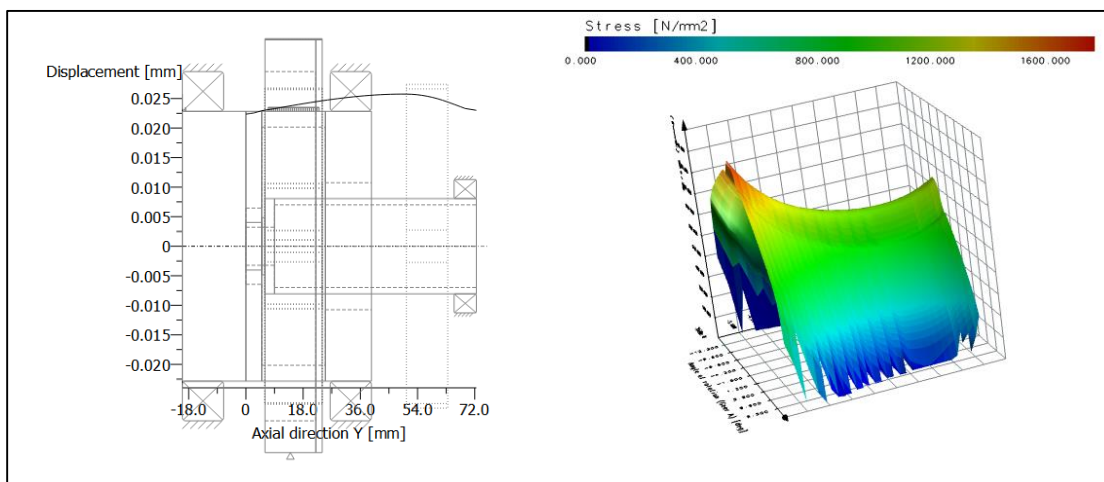
Alloleval seel on välja toodud ratta rummu ning päikesevõlli laagerdus. Rattalaagrite valikut vaatleme peatükis 4.1.4, sest ülekande poolt ratta laagreid ei koormata. Vaatleme päikesevõlli, mis ühendab esimest ja teist ülekande astet. Esimeses astmes on võlliga ühenduses veetav hammasrattas, teises aga päikesehammasrattas, ehk teist astet vedav hammasrattas.



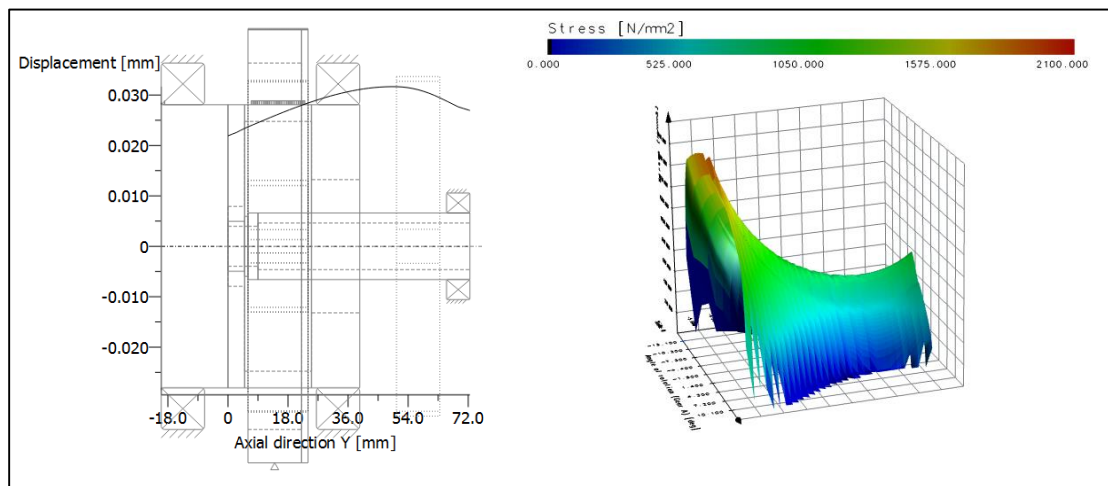
Sele 3-10 Planeedikandja ja esimese astme veetava hammasratta võlli ja laagrisüsteem

Üleval oleval Sele 3-10 toetatakse rummu keskele esimest ja teist astet siduv völli. Völli töödeldakse planetaari päikesehammasrattaga ühes osas. Esimese astme veetav hammasratas paigaldatakse völlile evolvent nuudiga.

Päikesevölli konstrueerides tuleb silmas pidada völli jäikust, sest völli jäikus mõjutab otseselt jõudude jaotumist hambumises. Allolevalt selgedel on välja toodud völlide deformatsioonide erinevus välisdiameetril 30 mm ja seinapaksusega 2 mm ning välisdiameetril 20 mm ja seinapaksusega 3 mm. On ära näidatud kuidas muutub pingete jagunemine esimese astme hambumises, koos völlide deformatsioonidega.



Sele 3-11 Völli deformatsioon ja pinge hambumise kontaktjoonel dia30x2 mm völli korral



Sele 3-12 Völli deformatsioon ja pinge hambumise kontaktjoonel dia20x3 mm völli korral

Vasakpoolsetel seledel on näidatud päikesevölli deformatsiooni suurus millimeetrites. Parempoolsetel on näidatud pinged esimese astme hambuvuse kontaktjoonel. Parempoolsetel seledel vertikaalsihis on näidatud pingete väärtus. Mõõda X-telge on märgitud hambaprofiili laius

millimeetrites ning Y teljel on näidatud pöördehulk kraadides. Võrreldes kahte selet tuleb välja selge eelis suurema läbimõõduga võlli kasuks. Läbimõõdu 30 mm korral on maksimaalne deformatsioon 0,007 mm väiksem ning hambumuses olevad pinged ligi 600 Mpa võrra väiksemad. Võlli läbimõõtu veelgi suuremaks viia ei ole võimalik, sest järgnev laagri mõõde on 35 mm, sellisel juhul töödeldaks hammasratas sügavamale, kui on võlli pealispind.

KISSsysi abiga valiti antud süsteemile sobivad laagrid. Laagrite valiku peamine eesmärk oli saada ülekanne võimalikult kompaktselt ja kergeks.

Päikesevõlli kandvate laagrite valik on välja toodud allolevas tabelis.

Tabel 3-8 Päikese võlli laagrite parameetrid ja laagritele mõjuv jõud [4]

Laager	d – sise (mm)	D – välis (mm)	Laius (mm)	Dünaamiline koormustaluvus (kN)	Staatiline koormustaluvus (kN)	Mõjuv resultantjõud (kN)
61802	15	24	5	1,56	0,8	0,322
61806	30	42	7	4,49	2,9	1,465

Laagritel on enam kui kolmekordne varutegur dünaamilise koormuse suhtes. Mõlema laagri eluiga ületab 120 tundi juhul, kui süsteemi kiirus on 16000 rpm, antud varutegur on piisav.

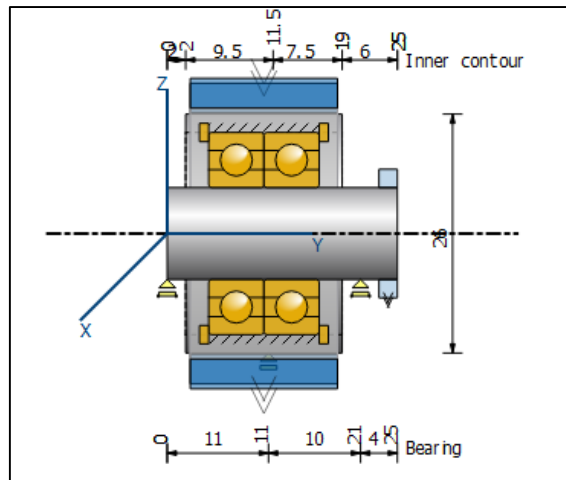
3.7.3 Planeedi võllide projekteerimine ja laagrite valik

Planeedi võllide läbimõõt on 10 mm. Samad võllid läbivad rattarummu ning kasutatakse rattapoltidena. Rattapoltide materjaliks kasutatakse Uddeholmi materjali Impax Supreme, mille parameetrid on välja toodud allolevas tabelis.

Tabel 3-9 Materjali Impax Supreme parameetrid [5]

Tõmbetugevus	1020 MPa
Voolavuspiir	900 MPa
Tihedus	7800 kg/m ³
Elastsusmoodul	205000 MPa
Poissoni tegur	0,29
Soojus paisumise koefitsent. Iga kraadi kohta 20-100°C	12,7*10 ⁻⁶

Laagreid valides tuleb silmas pidada, et planeedil jääks piisav seinapaksus, et oleks tagatud hammasratta tugevus. Sele 3-13 on lisatud päikese hammasrataste skeem.



Sele 3-13 Planeedi völli ning laagerdus

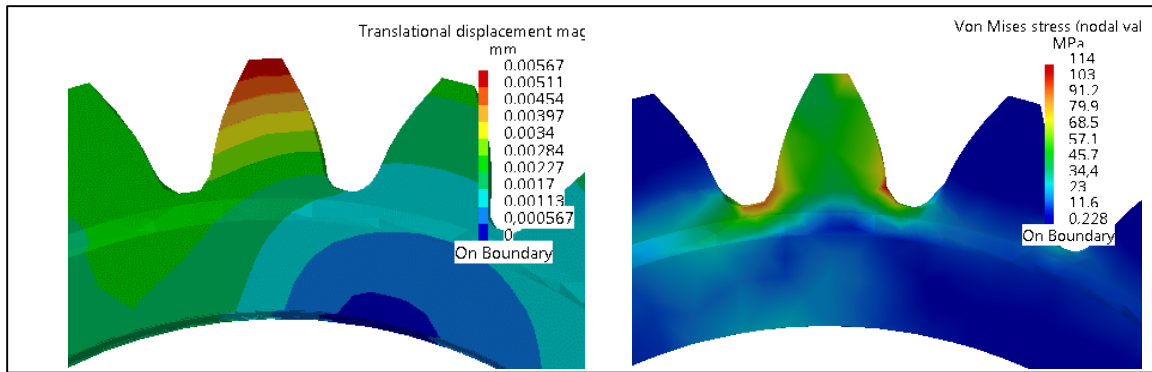
Laagrite valikus 10 mm sisemõõduga on kolm valikut, suuremad välistati, sest järgneva laagri mõõt on 28 mm, kuid sellise laagri avaga hammasrattast ei ole võimalik valmistada. Hammasratta juurte ringjoone läbimõõt on 27,648 mm. Planetaarülekandest tulenevalt on ühe laagri koormuseks 1,096 kN.

Tabel 3-10 Planeedi laagrite võrdlustabel koormustega [4]

Laager	D välis (mm)	Laius (mm)	Dünaamiline koormustaluvus (kN)	Staatiline koormustaluvus (kN)	Dünaamiline varutegur	Laagri eluiga h
61800	19	5	1,38	0,585	1,26	9
61900	22	6	2,08	0,85	1,90	30
6000	26	8	4,75	1,96	4,33	366

Laagri 61800 välistan vähese eluea tõttu. Laagrit 6000 ei ole võimalik kasutada liiga suure läbimõõdu tõttu, hammasratta põia seinapaksuseks jääks kõigest ca. 0,8 mm, mida on liiga vähe, tekib oht, et hammasrattas võib puruneda.

Kuna laagri 61900 korral jääb hammasratta seinapaksus jääb küllaltki õhukeseks, tehti LEM analüüs, mille käigus analüüsiti hamba juure alla jäävaid pingeid ja deformatsioone.



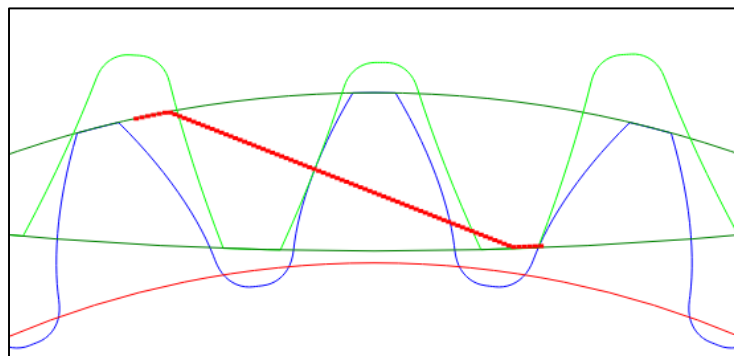
Sele 3-14 LEM analüüs planeedi rummule

LEM analüüsi käigus selgus, et hammasratta rummu jäävad pinged ei ületa 120 Mpa-d ning deformatsioon rummus jääb alla 0,005 mm. Antud tulemuste põhjal järeldati, et valitud paksusega rummu korral ei ole põhjust karta liigseid deformatsioone või hammasratta purunemist liiga õhukese rummu tõttu. Seega planeedis kasutatakse laagrit 61900.

3.8 Hammasülekande optimeerimine

Ülekande parema töökindluse tagamiseks tuleb modifitseerida hamba profiile, et tagada koormusolukorras sujuv töö. Hammasratta modifitseerimiseks on mitmeid meetodeid, aga käesoleva projekti raames kasutame ainult hammasratta tipu modifikatsioone, sest teised hamba profiili modifitseerimismeetodid on valmistamisel küllaltki kulukad.

Hammasrattaid ei ole võimalik valmistada selliselt, et hammas töotaks ideaalselt igas koormusolukorras, mida ajam pakkuda suudab. Tipu modifikatsioonid tehakse täiskoormuse olukorras. Seetõttu väheneb madalamatel koormustel ülekattetegur, kuid jõudude poolest on olukord vähem kriitiline ning varutegurid hambajuurele ja pinnale on suuremad.

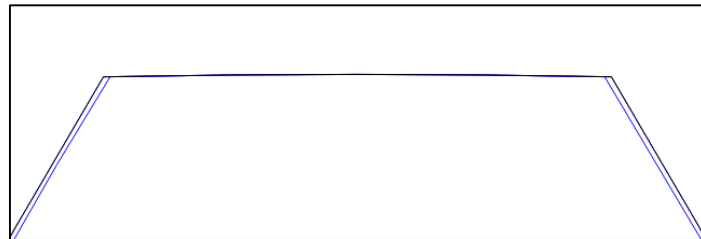


Sele 3-15 Kontaktjoon esimeses astmes, modifitseerimata profiil

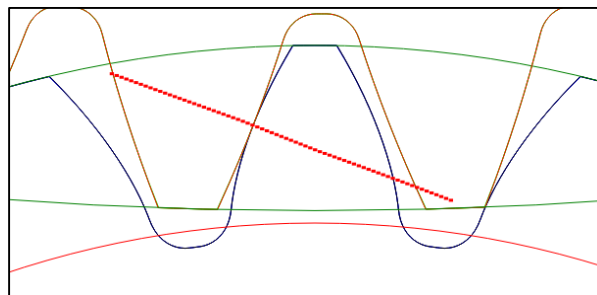
Ülaloleval seel on näidatud punasega esimese astme hambumise kontaktjoon. Rohelisega on märgitud veetava ja vedava hammasratta hamba tippude ringjoon. Ideaaloludes on punasega märgitud joonest olemas ainult diagonaalne osa. Kontaktjoone osad, mis jälgivad tipuringjooni,

tähendavad sissejooksmist hambasse. Sissejooks tekib seetõttu, et hambumises olevad hambad deformeeruvad ning kontaktjoon pikeneb soovimatult. Pikenenud kontakti käigus tekib mittevajatav hõõrdumine ja seeläbi kulumine.

Kontaktjoone parandamiseks modifitseeritakse hamba tippu. Tippude modifitseerimine toimub hamba profiililt materjali eemaldamisega. Sele 3-16 on näha, et eemaldatakse materjali profiili ülemiselt osalt.

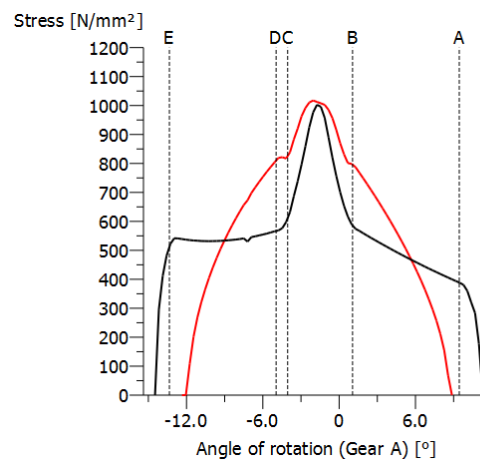


Sele 3-16 muudetud ja muutmata hammasratta tippu võrdlus. Väline kontuur muutmata, seesmine muudetud.



Sele 3-17 Hambumise kontaktjoon modifitseeritud hamba korral

Sele 3-17 on näidatud, kuidas muutus kontaktjoon hamba profiili modifitseerimisega. Alloleval seel on võrdlusena välja toodud, kuidas muutusid pinged hamba profiilil ühe töötükli käigus. Modifitseerimata profiili tulemusi on näidatud mustaga ja modifitseeritud profiil punasega.



Sele 3-18 Pingete jagunemine hamba pinnal modifitseeritud ja modifitseerimata hambal

Sele 3-18 on vertikaalsete punktiirjoontega näidatud erinevad alad A, B, C, D ja E. Joon E näitab hambuvuse algust ning joon A hambuvuse lõppu. Vahemikus E-D ja B-A on töötamas korruga kaks hambapaari. Vahemikus D-B on töötamas üks hamba paar. Joon C näitab kontaktpunkti, ehk kohta, kus veetava ja vedava hammasratta jaotusringjooned kohtuvad. Seel on näha, et modifitseerimata hambapaari korral on hetkel, mil hambumisse jääb üks hambapaar, oluliselt järsum pingete kasv ehk löök, kui modifitseeritud hamba korral. Modifitseeritud profiiliga hambal on töötsükkel kogu ulatuses sujuvam.

Hammasülekande profiilidele kohandatud muudatused on välja toodud allolevas tabelis.

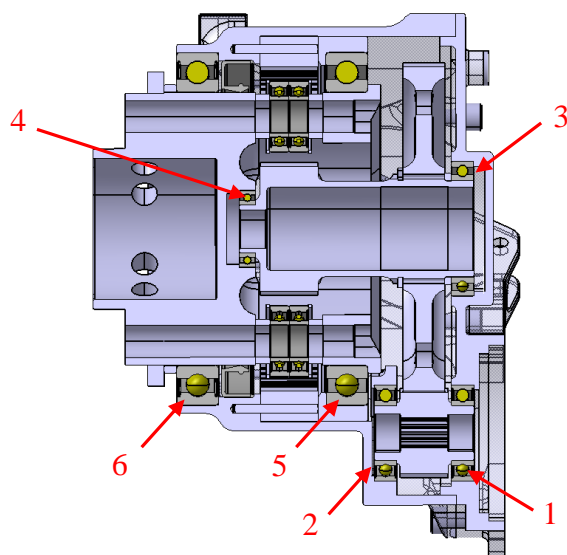
Tabel 3-11 Hammasratastele kohandatud modifikatsioonide suurused

Hammasratas	Kohandatud modifikatsiooni suurus
Esimese astme vedas	6 μm
Esimese astme veetav	6 μm
Planetaar päik	8 μm
Planetaar planeet	8 μm
Planetaar hammasvöö	8 μm

3.9 Käänmiku deformatsioonist tulenevate deformatsioonide analüüs hammasülekandele.

Sõidu keskel mõjuvad käänmikule mitmed koormused ning sellest on tingitud ka käänmiku deformatsioonid. Ei ole mõistlik valmistada käänmiku selliselt, et deformatsioonid oleksid minimaalsed, sest see lisaks oluliselt soovimatut massi. Tuleb leida kui suur on ülekande laagripindade deformatsioon, samas vältides hambumises kontaktjoonel olevate pingete liigset kasvu. Siis on võimalik näha milliseid piirkondi on vajalik muuta jäigemaks, et saavutada rahuldav tulemus. Analüüsi sisendiks on käänmiku laagri pindadelt saadavad deformatsioonide suurused, mis kantakse KISSy-sis laagritele. Seejärel tehakse kontaktanalüüs, kust saadakse teada pingete suurused hambuvuses kontaktjoonel.

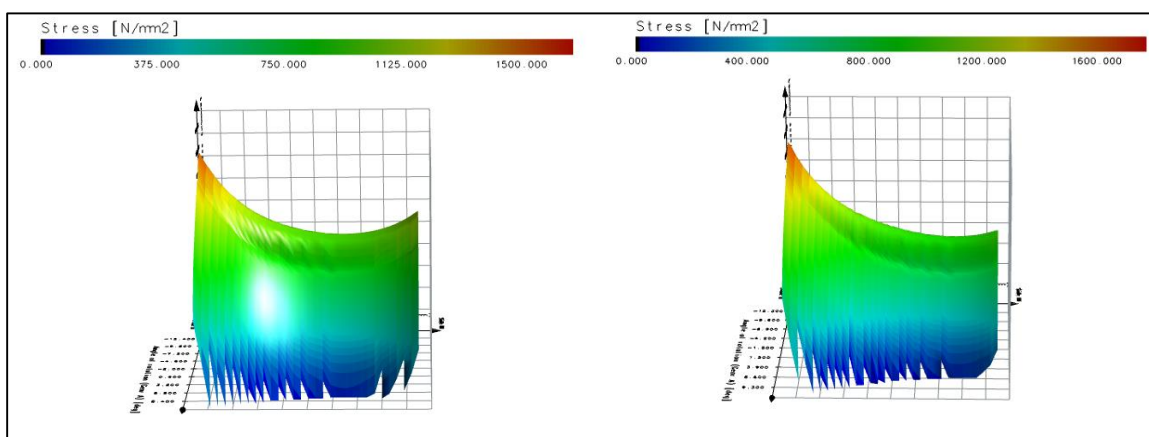
Allolevas tabelis on välja toodud deformatsioonid olukorras, kus on käänmikul suurimad pinged ning deformatsioonid (olukorda on kirjeldatud pt 7.3 kaheksanda koormusolukorrana). Tabel 3-12 LEM analüüsi laagrideformatsioonide tulemused on välja toodud deformatsioonid laagripindadele nii X kui ka Z sihis. Märkimata on jäetud planeetide deformatsioonide väärtused seetõttu, et väärtused olid väikesed ning rummu mittesümmeetrilise koormuse tõttu on võllide deformatsioonides erinevused. Erinevaid deformatsiooni väärtuseid igale planeedi võllile tarkvaras kahjuks sisestada ei saa.



Sele 3-19 Käänmikukoost lõikes, koos laagriasukohtadega

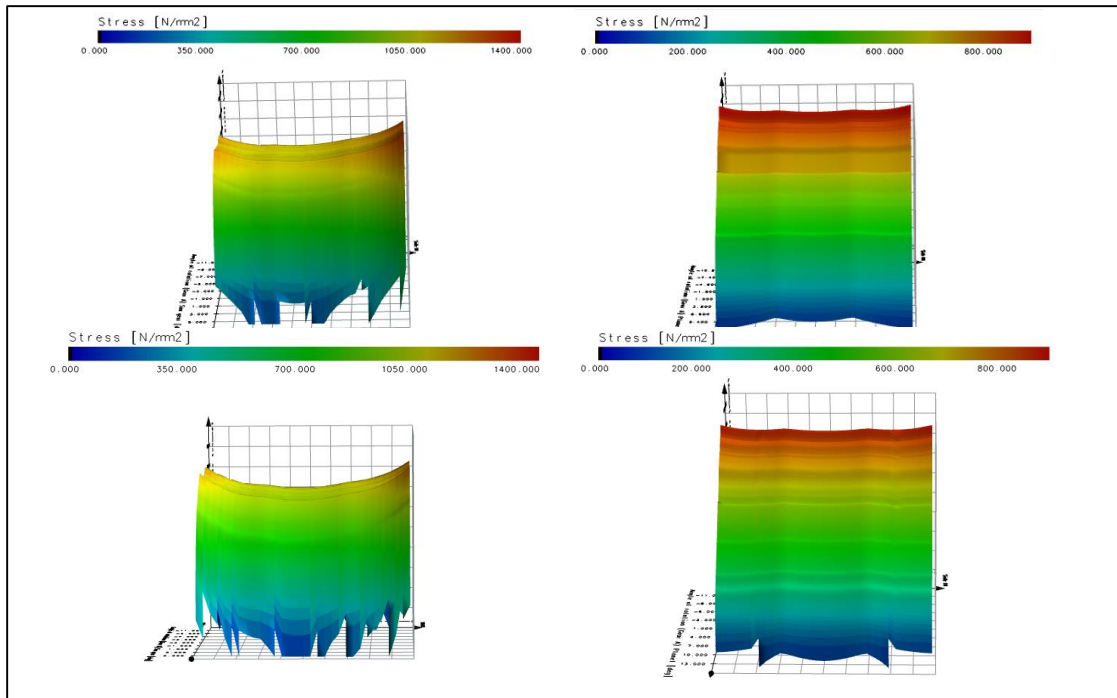
Tabel 3-12 LEM analüüsi laagrideformatsioonide tulemused. Laagriasukohad Selet 3-19.

	1	2	3	4	5	6
X teljelised deformatsioonid (mm)	-0,03	-0,012	-0,033	-0,005	-0,009	0,023
Z teljelised deformatsioonid (mm)	-0,005	0,01	0,003	0,016	0,016	0,027



Sele 3-20 Esimese astme pingeaotus hambaprofiilil. Vasak ilma ja parem koos korpuse deformatsioonidega.

Ülal oleval selet on näha kuidas muutub pingeaotus hamba profiili ulatuses deformatsioonidega ja ilma. Ilma deformatsioonideta on suurim pinge 1411 Mpa. Koos deformatsioonidega on maksimaalne pinge väärtus 1513 Mpa. Antud hammasratta paaris nõrgemale, ehk veetavale hammasrattale, on maksimaalseks kontaktsurve pinge väärtuseks lubatud 1582 Mpa.



Sele 3-21 Planetaari Pinged hambumises. Üleval deformeerimata kujul, all deformatsioonidega. Vasakpoolsed päike-planeet kontakt, paremal planeet hammasvöö.

Planetaarhambumises olid hambumises tekkivate pingete muutused oluliselt väiksemad, kui seda oli esimeses astmes. Päike-planeet kontakti korral deformatsioonide toimetel pinged jäävad samasse suurusjärku. Kuid deformatsioonide toimetel jagunevad pinged natuke paremini hammasratta servades. Päike-planeet ühenduses suurimad pinged olid 1280 Mpa. Päike oli antud ülekandes nõrgim taludes maksimaalselt 1373 Mpa.

Planeet-hammasvöö korral on pinged praktiliselt samad. Suurimad kontaktpinged on 780 Mpa, mis jäävad maksimaalsetest lubatud väärtustest väiksemaks.

3.10 Ülekandeelementide tolereerimine.

3.10.1 Laagrite lõtkude ning istude valik

Ülekande süsteemi olulisteks elementideks on laagrid. Et tagada laagrite töökindlus tuleb valida õige lõtkuga laager ning sinna juurde kuuluv laagriist. Vale lõtkuga või valet istu kasutades võib halvemal juhul olla tulemuseks laagri kinnijooksmine ning sellele järgnev purunemine. Planeedi laagrite tolerantside valikul oli võimalik tugineda SKF-i kataloogis olevale infole. Ülejäänud laagrite tolerantsiklasside ning istude kohta tehti päring SKF-i, sest ei õnnestunud internetist leida infot, kuidas sooritada korrektne valik alumiiniumist korpuse korral. Lähteandmetena SKF-ile anti laagritele mõjuvad koormused ning vastava laagri

pöörlemiskiirus. Samuti märgiti ära maksimaalne töö temperatuur. Varasematel aastatel on mõõdetud temperatuure käänmikutelt ja piduritelt, et osata hinnata palju kuumust tuleb pidurisadulatest ning palju sellest kuumusest kandub käänmiku. Käänmikult mõõdetud temperatuurid ei ületanud 100C°.

All olevas tabelis on välja toodud laagrite tolerantsiklassid ja laagriistud. Andmed on SKFil kalkuleeritud ülekande korral, kus töötamise temperatuur jääb vahemikku 20...100C°.

Tabel 3-13 Laagrite lõtkud ning võlli ja ava tolerantsiklassid.

Laager	Lõtk	Võlli tolerantsiklass	Ava tolerantsiklass
61817	C4	k5	R7
61903	C4	k5	K7
61802	C4	k5	R6
61806	C4H	k5	M7
61900	C2	k5	K6

3.10.2 Rattapoldi istu valik

Käesolevas lahenduses kasutatakse osa rattapoldist planeeti kandva võllina. Rattapolt on paigaldatud pressistuga rummu. Pressistuga paigaldamine tagab selle, et võllil ei ole võimalik radiaalsihis lõtkuma hakata töötemperatuuril, kus alumiinium rummus olev ava suureneb läbimõõdult rohkem, kui terasest võll. Pressistu annab piisava tihenduse, et ülekandest ei oleks võimalik õilil välja lekkida rummu poldiavade kaudu.

Pressistu arvutamisel kasutati Kisoft tarkvara. Arvutuse lähteandmeiks oli poldi läbimõõdu tolerantsiklass. Poldi pind võeti aluseks seetõttu, et poldi pind peab jälgima laagri võlli tolerantsiklassi, ning seda muuta ei saa. All olevas tabelis on välja toodud rattapoldi istu kirjeldavad parameetrid.

Tabel 3-14 Rattapoldi istu parameetrid

	Rattapolt	Rattarumm
Nimimõõde mm	10	
Tolerantsiklass	js5	P5
Ülemine piirhälve µm	3	-13
Alumine piirhälve µm	-3	-19
Istu poolt tekitatud pinged materjalis 20C° MPa	6,72...41,5	
Istu poolt tekitatud pinged materjalis 100 C° Mpa	1,02...16,62	

3.10.3 Hammasvöö istu valik

Tagamaks ülekande töö ka maksimaalsel temperatuuril tuleb paigaldada hammasvöö istuga. Hammasvöö paigaldatakse kuumistuga. Kuumistu eelistatakse pressistule seetõttu, et sisse surumisel võib hammasvöö võtta käänmiku alumiiniumist sisepinnalt laastu. Laast võib takistada hammasvöö paigaldust käänmikus olevasse astmesse. Arvutatava istu eesmärk ei ole võtta vastu hammasvöösse tekkivat väändemomenti, vaid tagada täpne paigutus ülekande sees. Käänmiku seinapaksus on 3mm, nii õhukese alumiiniumseina korral ei ole võimalik hammasvööd ainult istuga fikseerida, sest istustuga kaasnevad pinged ületaksid käänmiku materjali voolepiiri. Hammasvöö pöörlemist takistavad tihvtid, mis on läbi hammasvöö ning on kinnitatud käänmikku. Hammasvöö liikumist aksiaalsihis toetatakse mootoripoolse rattalaagri tugivõruga.

Tabel 3-15 Hammasvöö istu parameetrid

	Hammasvöö	Käänmik
Nimimõõde mm	120	
Tolerantsiklass	t6	K5
Ülemine piirhälve μm	126	2
Alumine piirhälve μm	104	-13
Kooste temperatuur $^{\circ}\text{C}$	20	127
Istu poolt tekitatud pinged materjalis 20°C MPa	2,99...4,08	
Istu poolt tekitatud pinged materjalis 100°C Mpa	0,11...1,21	

3.11 Ülekande määrimine

3.11.1 Määrde valik

Ülekandesüsteemi määrimine on ääretult oluline. Esiteks on vajalik tagada õlikiht hambumises, et vähendada kulumist ning temperatuuri. Ülekande süsteemis paiknevad tihenditeta laagrid. Seetõttu on vajalik määrimine töökindluse tagamiseks. Õlituse teine eesmärk on ülekandel tekkiva soojust kandmine korpuse pinnale, mille kaudu toimub ülekande jahutus. Ülekande jahutusele aitab samuti kaasa mootori jahutus, sest nii mootori korpus kui ka käänmik on valmistatud alumiiniumist, seeläbi on tagatud hea soojust ülekande.

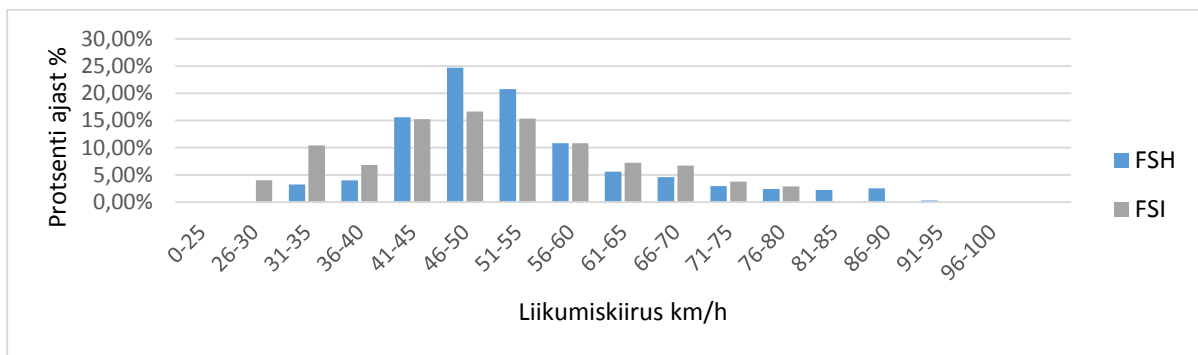
Käesoleva lahenduse korral on õlituse tüübiks paiskõlitus. Normaalloludes ei kasutata paiskõlitust suuremate joonkiiruste korral kui 12 m/s [6]. Projekteeritavas rakenduses ulatub ülekande joonkiirus kohati isegi kuni 30 m/s. Tuginedes tagasisidele teistelt meeskondadelt, kes on sarnast lahendust kasutanud ning võttes arvesse seda, et ülekande eluiga on ääretult lühike võrreldes tööstustingimustes töötavate ülekannetega, kus eluiga võib ulatuda mitmetesse

tuhantesse töötundidesse. Praegusel juhul on vajalik 1000 km läbimiseks saavutada vähemalt 22 tundi eluiga, mis on ühe hooaja kohta piisav.

Õli valitakse Klüber õli Klübersynth GH-6 tootevalikust. Tegemist on täissünteesilise õliga, mis on mõeldud kasutamaks rasketesse tingimustesse. Antud õli tagab hea kaitse mikropittingu vastu ning omab head temperatuuritaluvust.

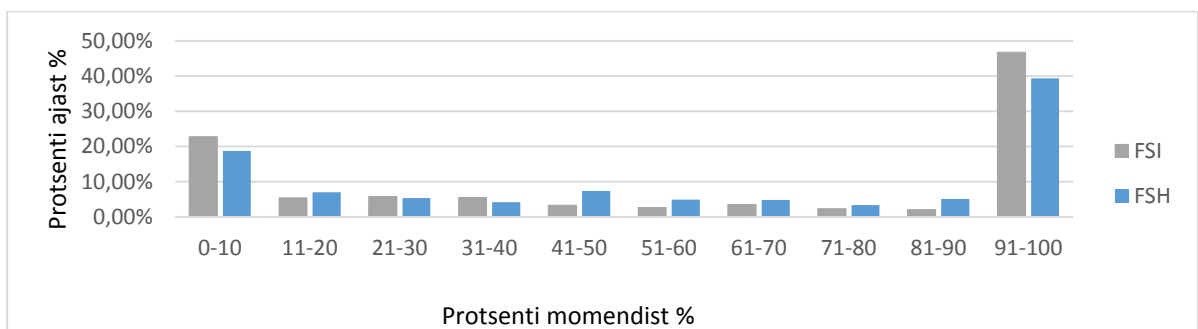
Sobiva õli leidmiseks Klübersynth-GH6 tootevalikust tuleb esmalt välja arvutada viskoosusindeks. Kuna õli on võimalik valida ainult kindlale olukorrale, analüüsitakse varasematel aastatel salvestatud andmeid, et välja selgitada, millist pöörlemiskiirust ja väändemomenti kasutatakse enim.

Tulemuse selgitamiseks analüüsitakse kahe 2014 aasta võistluse andmeid, Formula Student Hungary (FSH) ja Formula Student Italy (FSI). Andmed on võetud kiireima ringi kohta kestvussõidus.



Sele 3-22 Kestvussõidu liikumiskiiruse graafik

Ülalolevas graafikus on näha et nii FSI kui ka FSH võistlusel enimkasutatud kiiruste vahemik on 46...55 km/h.



Sele 3-23 Kestvussõidu kasutatava väändemomendi graafik

Väändemomendi kasutuse graafikus on näha, et enamuse ajast kasutatakse momenti, mis on vahemikus 91...100%.

Õige õli valiku arvutuste tegemiseks valitakse sõidukikiirus 50km/h, mis tähendab ~8500 pööret minutis mootori väljundvõllil ning jõuks kasutatakse maksimaalset saadaolevat, ehk 21 Nm.

Esmalt tuleb leida kiiruse ja jõu faktor KSV

$$KSV = K_s/v \quad (1) [7]$$

K_s,

K_s – Pöörlemise rõhk (N/mm²)

v – jaotusringjoone joon kiirus (m/s)

Esmalt tuleb leida K_s, selleks tuleb kasutada allolevat valemit

$$K_s = \frac{F_t}{b * d_1} * \frac{U + 1}{U} * Z_h^2 * Z_\varepsilon^2 * K_A \quad (2) [7]$$

K_s,

F_t – Jaotusringjoonel tekkiv jõud N

b – Hambumise laius (mm)

d₁ – Jaotusringjoone läbimõõt

U – Ülekande arv

Z_ε – Otskattetegur

Z_h – Jagunemise faktor

K_A – Kasutusfaktor

Antud valemis tohib teha lihtsustuse ning võtta $Z_h^2 * Z_\varepsilon^2 = 3$. Lihtsustust tehes tulemuse täpsus väheneb, kuid kuna projekteeritav ülekanne töötab väga laias vahemikus, on keeruline analüütiliselt täpse tulemuseni jõuda. Seetõttu jälgitakse testimise käigus käänmikute temperatuure ja proovitakse erinevaid õlisid. Mida madalam on sõites käänmiku temperatuur, seda efektiivsemalt ülekanne töötab ning seda õigema õliga on tegu.

Kuna ülekanne on kahes astmes, tuleb arvutused mõlema astme kohta eraldi leida ning teha hilisemal õlivalikul kompromiss.

Tabel 3-16 KSV väärtuste arvutamise lähteandmed

	1.Aste	2.Aste
Jaotusringjoonel tekkiv jõud N	1680	1095
Hambumise laius mm	13	16
Jaotusringjoone läbimõõt	25	30
Ülekande arv	4,04	3,61
Kasutus faktor	1,1	1,1
Jaotusringjoone joonkiirus	11,23	2,78

Saadud KSV väärtused on järgnevad:

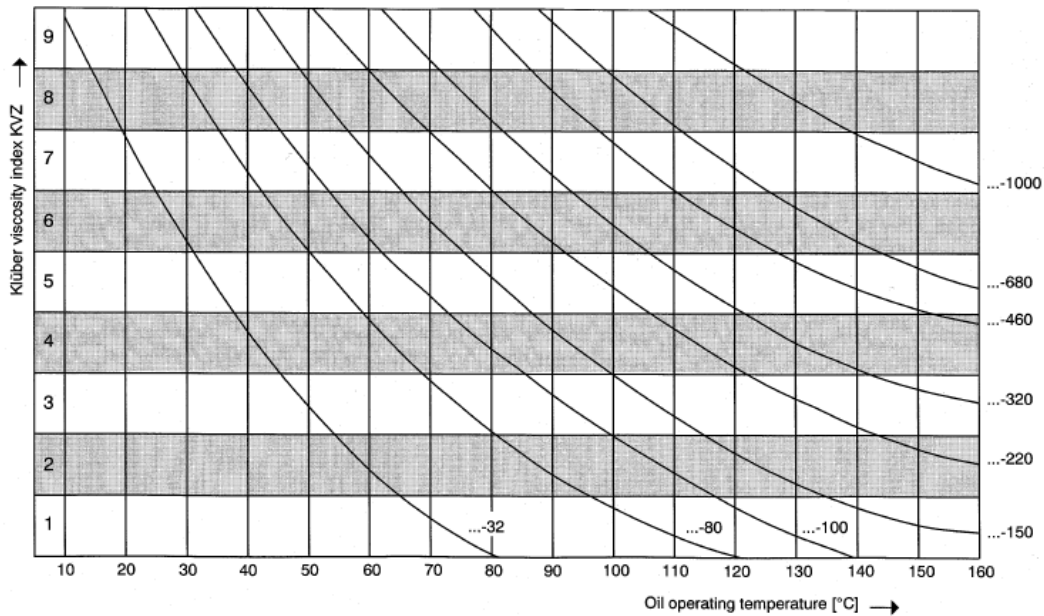
- 1. Aste: 1,89
- 2.Aste: 3,46

Saadud väärtuste põhjal saab valida järgnevast tabelist viskoosusindeksi.

Tabel 3-17 KVZ faktori valiku tabel

KSV Faktor	Viskoosus indeks KVZ
$\leq 0,02$	1
$>0,02...0,08$	2
$>0,08...0,3$	3
$>0,3...0,8$	4
$>0,8...1,8$	5
$>1,8...3,5$	6
$>3,5...7,0$	7
$>7,0$	8

Tabeli põhjal saame teada, et mõlemas astmes on sobilikuks KVZ faktoriks 6. Õige õli valikuks on vajalik teada ülekande temperatuuri. Projekteeritava ülekande maksimaalseks töötemperatuuriks valitakse vahemik 90 C°...100C°, sest varasematel aastatel on selline temperatuur saavutatud esimestel käänmikutel, mis neelavad suure osa pidurdusenergiast ning muudavad selle soojuseks. Käesoleval aastal regenereeritakse osa energiast ning pidurdamisel kandub mõnevõrra vähem kuumust käänmikku.



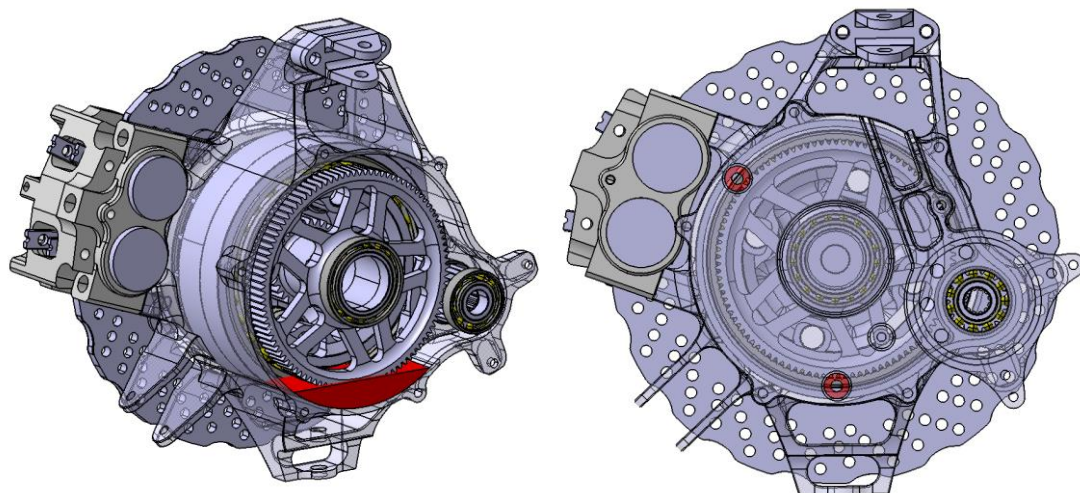
Sele 3-24 Viskoossuse valiku nomogramm

Õige õli viskoossuse saame valida ülalolevalt nomogrammilt. Saab leida, et faktori 6 korral on vahemikus 90C°...100C° kaks sobivat õli, viskoossusega 220 ja 320. Õliks valiti 220 seetõttu, et joonkiiruse kasvamisel KSV faktor langeb, ning töötsükli arv ajaühikus kasvab. Valitud õli on Klübersünth GH 6-220.

3.11.2 Õlikoguse määramine

Õlikogus määrati CAD tarkvara abil, kus määrati õlitase ning sellest tulenevalt esialgse õli ruumala, mis hiljem ülekandesse pannakse. Hilisema testimise käigus, ja käänmiku temperatuuri jälgides on võimalik õlitase täpsemalt paika seada.

Paiskõlituse korral on käsiraamatus öeldud, et kiiruse kuni 12m/s korral peab sukeldussügavus olema 2-4,5 moodulit [6]. Kuna tegu on kiirekäigulise ülekandega, valitakse sukeldumissügavuseks 2 mooduli sügavust esimese astme veetava hammasratta järgi.



Sele 3-25 Õli kogus ülekandes ning õlitusavad

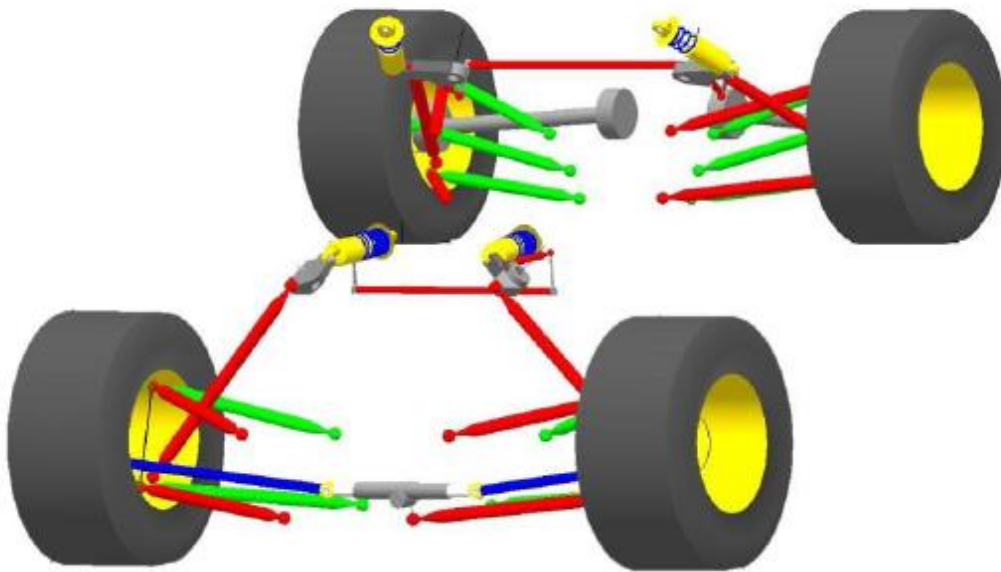
Ülaloleval vasakul seel on käännikus olev õlikogus märgitud punase alaga. Mudeli põhjal mõõdetud õlikoguseks saadi $\sim 31\text{cm}^3$. Õli sisse ja välja saamiseks kasutatakse punasega märgitud avasid. Ülemise ava kaudu toimub õli sisestamine ülekandesse ning alumise abil on võimalik õli välja saada. Ava sulgemiseks kasutatakse M6 polte ning tihendamiseks vaskseibe.

4 SÕIDUKI VEERMIKUELEMENTIDE PROJEKTEERIMINE

4.1 Lähteparameetrid

4.1.1 Vedrustuse kinemaatika

Sõiduki veermiku projekteerimise üheks alustalaks on vedrustuse kinemaatika. Vedrustuse kinemaatika määratakse meeskonna vedrustuse tiimi poolt. Kinemaatika projekteerimisel kasutatakse spetsiaalset tarkvara Susprog3D. Nimetatud tarkvara abil saab paika panna nii käänmiku kui ka sõiduki kerepoolsed vedrustuse punktid. Vedrustuse projekteerimisel juhendatakse reeglites välja toodud piirväärtustest, mille sisse sõiduk peab mahtuma. Edasiselt võetakse arvesse rehvide andmed, mille põhjal kujunevad rattakalded, kokku- ja lahkujooksu suurused ning muud väärtused.



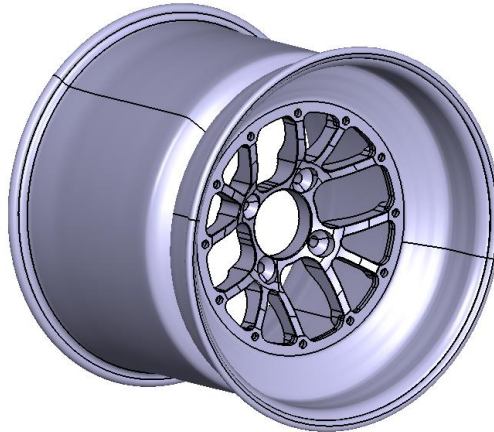
Sele 4-1 Vedrustuse kinemaatika Susprog 3D

4.1.2 Velg

Kuna käänmik ning kõik rattapoolsed veermikuosad peavad mahtuma velje sisse, on oluline teada velje suurust ning kuidas asetseb velg vedrustuse punktide suhtes.

Tudengivormelil FEST15 kasutatakse 10⁶ kolmeosalist velge. Veljerandid (velje äärmised osad), millele hiljem paigaldatakse, rehvi on ostutoode, mis on valmistatud alumiiniumist

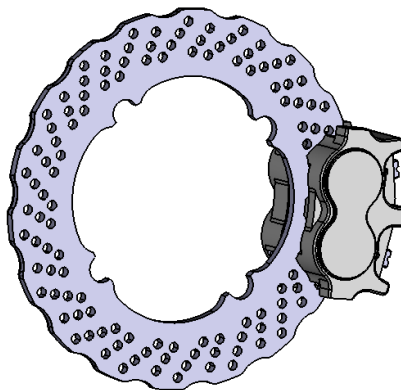
trugimise teel. Meeskond töötleb veljerantidesse sisse sobiva ava, mille külge saab kinnitada velje keskmise osa, ehk veljetsentri. Veljetsenter on projekteeritud ja valmistatud meeskonna poolt. Projekteerimisel peetakse silmas FEST15 poolt arendatavaid dünaamilisi koormusi. Koormusi arvesse võttes valmistatakse võimalikult kerge veljetsenter. Tsentri materjaliks on kõrgtugev alumiinium Alumeec 89 Uddeholmi tootevalikust.



Sele 4-2 Võistlusauto FEST15 velg

4.1.3 Pidurisadul ning piduriketas

Pidurisadulad on erinevad esi- ja tagateljel. Mõlemad tooted pärinevad rootsi ettevõtte ISR tootevalikust. Esiteljel kasutatakse nelja kolviga 22-048-0B ning tagateljel kahe kolviga 22-049. Piduriketta materjal pärineb samuti ISR-ist, kuid ketta kuju projekteeritakse meeskonna liikmete poolt. Projekteerimisel võetakse arvesse soojusmahtuvust, soojuspaisumist ning ketta tugevust. Lõpptulemusena saadi piduriketas, mille läbimõõt on 193 mm ning paksus 5 mm.

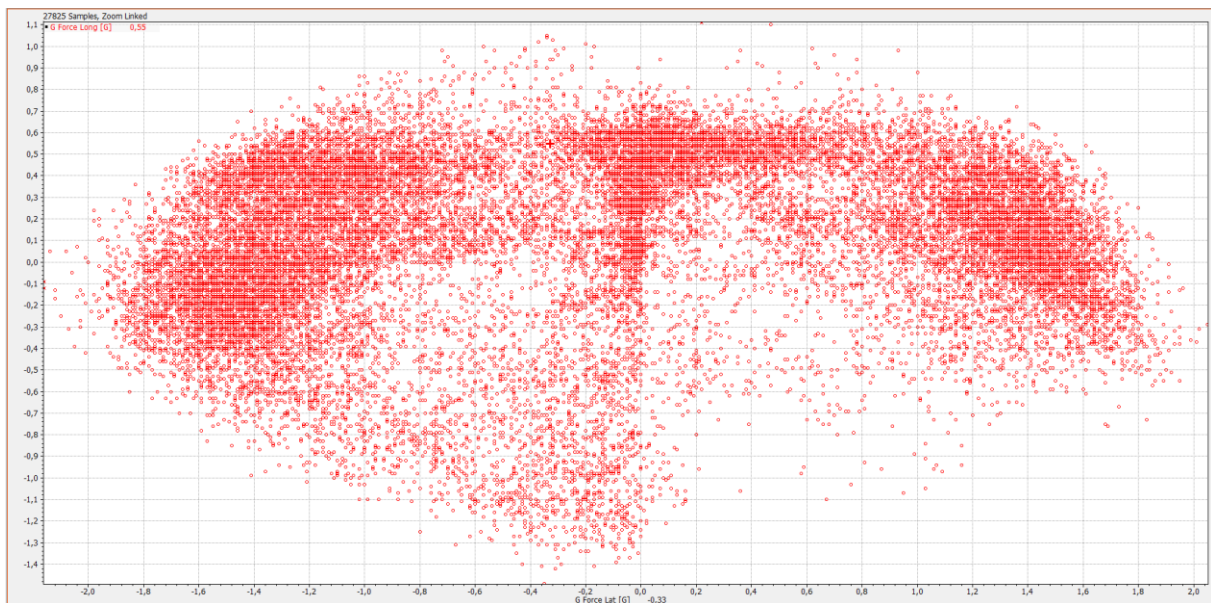


Sele 4-3 Piduriketas koos suppordiga ISR 22-048-0B

4.1.4 Rattalaagrite valik

Rattalaagrite eesmärgiks on vastu võtta vertikaalkoormusi, mis langevad vormeli ratastele sõidu kestel. Rattalaagrid ühendavad omavahel rattarummu ning käänmiku. Laagrite valikul on oluline leida optimaalne massi ning tugevuse suhe. Kuna tegu on võistlussõidukiga, mida hooldatakse regulaarselt, siis võib varutegur olla küllaltki väike. Varasematel aastatel on olnud varuteguriks 1.1. Laagrite valiku üheks lähteparameetriks on velje poldivalem, mis kujunes välja planeetide asetusega. Rattapoldi läbimõõt on 10 mm ning planetaarülekanal planeedi ja päikese tsentrite vaheline kaugus on 35 mm. Seega teoreetiline minimaalne võimalik laagri siseläbimõõt on 80 mm. Poltidele on vajalik jätta mõningane materjalivaru väljapoole seetõttu võtan minimaalseks laagri siseläbimõõduks 82 mm.

Ratta laagritele mõjuvate koormuste leidmiseks on vajalik teada sõidukile mõjuvaid koormuseid. Lähtepunktiks on eelneval hooajal sõidu käigus kogutud vormelile mõjuvad pikki- ja külgiirendused. Selle abil koostab vedrustuse meeskond G-G diagrammi, kus on välja toodud võimalikud piirväärtused.



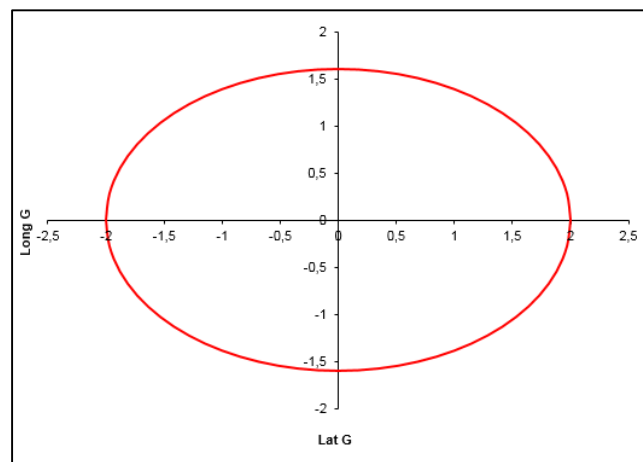
Sele 4-4 Ungari kestvussõidu G-G Diagramm

Ülalolevalt seelt on näha sõiduki pikki ja külgiirenduste väärtused Ungari Kestvussõidu kestel. Antud sõidu pikkisuuna maksimaalne ja minimaalne kiirendusväärtus on 1,11 ja -1,49: Külgiirenduse vastavad näitajad on -2,16 ja 2,05.

Kuna 2015 hooajaks muudeti reegleid aerodünaamika paketi suuruse osas, siis vähenevad maksimaalsed saavutatavad külgiirenduse väärtused. Samade väärtuste põhjal tehtud

graafikuga ning sellest tuletatud jõududega dimensioneeritaks veermiku komponendid üle, sest sarnaste jõudude saavutamine vähesema aerodünaamikaga on välistatud.

All oleval seel on näha vedrustuse meeskonna poolt koostatud piirväärtuste tabel. Maksimaalseks külgiirenduseks määrati 2G. Pikkikiirenduste väärtusi võrreldes eelneva aasta arvutustega ei muudetud. Kiirendust mõjutab peamiselt mootorite võimekus ja rehvide sidestus, aeglustust aga pidurite võimekus ning samuti rehvide sidestus.



Sele 4-5 FEST 15 traction ellips

Tabel 4-1 FEST 15 Veermiku elementide jõudude arvutuse lähteandmed.

Nimetus	Väärtus	Tähs
Külgiirendus (G)	1,9	G_{lat}
Pikkikiirendus (G)	0,5	G_{long}
Sõiduki mass koos juhiga (kg)	315	m
Kaalujaotus ette (%)	48	ρ_e
Raskuskme kõrgus (m)	0,27	h_{rk}
Teljevahe (m)	1,53	l
Rööbe ees (m)	1,21	t_e

Sõiduki esivedrustuse komponentidele on kõige suuremate jõududega olukord on -0.5G aeglustus ning 1,9G külgiirendus. Antud andmed võeti aluseks laagri koormuste arvutamiseks. Esmalt leiti kaaluümberjaotumise W_{tr_k} esitelje küljkaldumisel 1,9G kiirenduse korral.

$$W_{tr_k} = G_{lat} * \rho_e * m * g * \frac{h_{rk}}{t_e} \quad (3) [8]$$

Kus

g – maa raskuskiirendus 9,81 m/s²

$$W_{tr_k} = 1,9 * \frac{48}{100} * 315 * 9,81 * \frac{0,27}{1,21} = 628,9N$$

Järgnevalt leian massi ümberjaotumise W_{tr_p} pikkikaldumise korral.

$$W_{tr_p} = \left(G_{long} * m * g * \frac{h_{rk}}{l} \right) / 2 \quad (4) [8]$$

$$W_{tr_p} = \left(0,5 * 315 * 9,81 * \frac{0,27}{1,53} \right) / 2 = 136,69N$$

Ülaltoodud arvutuste põhjal saab leida summaarse vertikaalkoormuse

$$F_{z_e} = \rho_e * \frac{m}{2} * g + W_{t_rk} + W_{t_rp}$$

$$F_{z_e} = \frac{48}{100} * \frac{315}{2} * 9,81 + 628,9 + 136,69 = 1507,2N$$

Külgkoormus leitakse järgneva valemiga

$$F_{y_e} = F_{z_e} * G_{lat} \quad (5) [8]$$

$$F_{y_e} = F_{z_e} * G_{lat}$$

$$F_{y_e} = 1507,2 * 1,9 = 2863,7N$$

Teades laagritele mõjuvaid jõude ning laagrite asukohta rehvikontaktpunkti suhtes ja rehvi raadiust, on võimalik leida laagritele mõjuvad ekvivalentkoormused.

Tabel 4-2 Laagri koormuse arvutuse lähteandmed

Ratta külgkoormus F_{y_e} (N)	2863,7
Ratta vertikaalkoormus F_{z_e} (N)	1507,2
Seesmise laagri kaugus rehvikontaktpunktist l_{e_s} (m)	0,049
Välimise laagri kaugus rehvikontaktpunktist l_{e_v} (m)	0,0025
Ratta veereraadius R (m)	0,225

Esiratta välimise laagri koormus

$$F_{e_v} = \frac{(F_{y_e} * R) - (F_{z_e} * l_{e_s})}{l_{e_v} - l_{e_s}} \quad (6) [9]$$

$$F_{e_v} = \frac{(2863,7 * 0,225) - (1507,2 * 0,049)}{0,0025 - 0,049} = 12268,4N$$

Esiratta seesmise laagri koormus

$$F_{e_s} = F_{e_v} + F_{z_e} \quad (7) [9]$$

$$F_{e_s} = F_{e_v} + F_{z_e}$$

$$F_{e_s} = 12268,4 + 1507,2 = 13775,6N$$

SKF-i kataloogi järgi on esimene sobilik laagri sisemõõt 85 mm, sellele eelneval on 80 mm, mis aga enam ei ole sobilik. Laagrite parameetrid on välja toodud allolevas tabelis

Tabel 4-3 FEST 15 rattalaagrid [4]

Asukoht	Laager	Tihendus	Ekv. Dün koormus	Max. dün. koormus	Mass
Seesmine laager	61817	puudub	13776 N	19500 N	0,27kg
Välimine laager	61817	2RZ	12268 N	19500 N	0,27kg

SKF-i tootevalikust parim laager on 61817. Antud laagri abil on tagatud vähemalt 1,4 kordne varutegur.

Välimise laagri tihenduseks on valitud 2RZ, mis on madala hõõrdetakistusega ning heade tolmuaitse omadustega. Seesmisel laagril tihendus puudub, sest laagri määrimine toimub ülekande õliga.

4.1.5 Kaelustihendi valik

Kaelustihend paikneb välimise rattalaagri taga. Tihendi eesmärgiks on takistada õli väljavoolu ülekandest, välimise laagri tihend ei ole piisav takistamaks õli väljavoolu.

Kaelustihendiks valin CRW1 R. Tihendi sisemõõduks on 85 mm välismõõt 105 mm ning tihendi paksus on 10 mm. Antud tihend on kõige õhem tihend, mida on SKF-il pakkuda välismõõduga 105. Õhuke tihend tagab kompaktsema ülekande.

Kaelustihendi alune pind peab olema peab olema 30 HRC [4]. Alumiiniumist valmistatud rattarummu puhul selle saavutamine ei ole võimalik. Alumec-i pinnakõvadus on 180 HB, mis on alla 20 HRC. Võttes arvesse seda, et tegu on võistlussõidukiga ning eluiga ei ole pikk ning tuginedes varasematele kogemustele, ei teki sellega probleemi. Pidades silmas seda, et FEST13 ja FEST 14 kasutati sama jõuülekannet, kus kasutati sarnaselt kaelustihendit alumiiniumil. Kahe hooaja vältel tihendusega probleeme ei esinenud.

4.2 Käänmiku tootmistehnoloogia valik

Enne käänmiku valmistamist tuleb paika panna sobiv valmistamise protsess, et 3D mudel loodaks õigesti ning et seda oleks hiljem võimalik valmistada valitud töömeetodit kasutades. Võistlussarja reeglid ei piira kuidagi erinevate tehnoloogiliste lahenduste kasutamist. On palju võimalusi prototüübi loomiseks. Iga valmistusprotsessi juures hinnatakse nelja kategooriat - kättesaadavus, mass, maksumus ja keerukus. Neljast võimalusest tuleb leida optimaalseim.

Lehtmaterjalist keevitamine

Lehtmaterjalist käänmike tegemine on küllaltki odav võrreldes teiste meetoditega. Käänmiku valmistamisel kasutatakse toru, kus paikneb ratta rumm ja mille külge keevitatakse kinnitused hoobadele. Keevitamise negatiivseks küljeks võib lugeda protsessi käigus tekkivaid termopingeid, mille tõttu on valmistamisel vaja kindlasti kasutada rakist.

Kuna detail koosneb mitmest osast, siis on antud koostu hilisem analüüsimine keerukam. Olukorda muudab veelgi keerukamaks keevitamise käigus sisse jäävad termopinged.

Kuna keevimisprotsessis tekkivate termopingete tõttu võib kannatada ka laagripindade telgsus ja kujutäpsus, on otstarbekam laagri ja muud olulised pinnad töödelda peale detaili keevitusprotsessi lõppu. Antud protsessi teeb lihtsaks ning küllaltki odavaks painutatud detailide valmistamine, Eestis on palju ettevõtteid, kes sellega hakkama saaks ning meeskonnal on tugev koostööpartner antud vallas. Käänmik tuleks valmistada ilmselt kasutades terast, sest kõrgema voolepiiriga alumiiniumid ei ole enam väikeste raadiuste juures painutatavad ning tekivad mõrad. Terasest käänmiku valmistamine aga lisab massi, sest terase eritihedus on $7,8 \text{ g/cm}^3$, alumiiniumil aga $2,7 \text{ g/cm}^3$.



Sele 4-6 lehtmaterjalist valmistatud käänmik Ka-Racing

Laserpaagutamine

Laserpaagutus on ääretult populaarne prototüüpimise meetod. Enamlevinud on erinevatest plastidest paagutamine, vähemlevinud on metallide paagutamine, eelkõige kõrgete hindade tõttu. Laserpaagutus annab konstruktorile disaini osas vabad käed. On võimalik valmistada kujundeid, mida traditsiooniliste meetoditega valmistada ei saaks, näiteks detaili sees olevad jäikusribid või kõrgstruktuur. Detailide konstrueerimisel laserpaagutuseks peab silmas pidama seda, et hiljem oleks võimalik kasutamata pulber detailist kätte saada. Seega ei ole otstarbekas valmistada kinniseid ruume, mille seest materjali paagutust ei toimu. Materjal jääb detaili sisse pulbrina.

Laserpaagutus nõuab laagri ning muude olulisemate pindade ületöötlemist frees- või mõnes muus lõiketötluse pingis, tagamaks sobiv pinnakaredus ja täpsus. Reeglina on saavutatav pinnakaredus laserpaagutatud detailil suurem kui $Ra\ 7\ \mu\text{m}$. Seega on detaili pind mõttekas hilisemalt üle viimistleda, parandamaks pinnakvaliteeti ning seeläbi vähendades pingekonsentraatoreid.

Antud meetodi abil on võimalik valmistada detaile erinevatest materjalidest. Kasutades Titaani Ti-6Al-4V, mille voolepiiriks on 880 Mpa ning tihedus $4,43\ \text{g/cm}^3$, on võimalik saada võrreldes teiste meetoditega oluliselt kergema massiga tulemus. Samas on vajalik hilisem lõõmutamine materjalis sisepingete vabastamiseks [10].

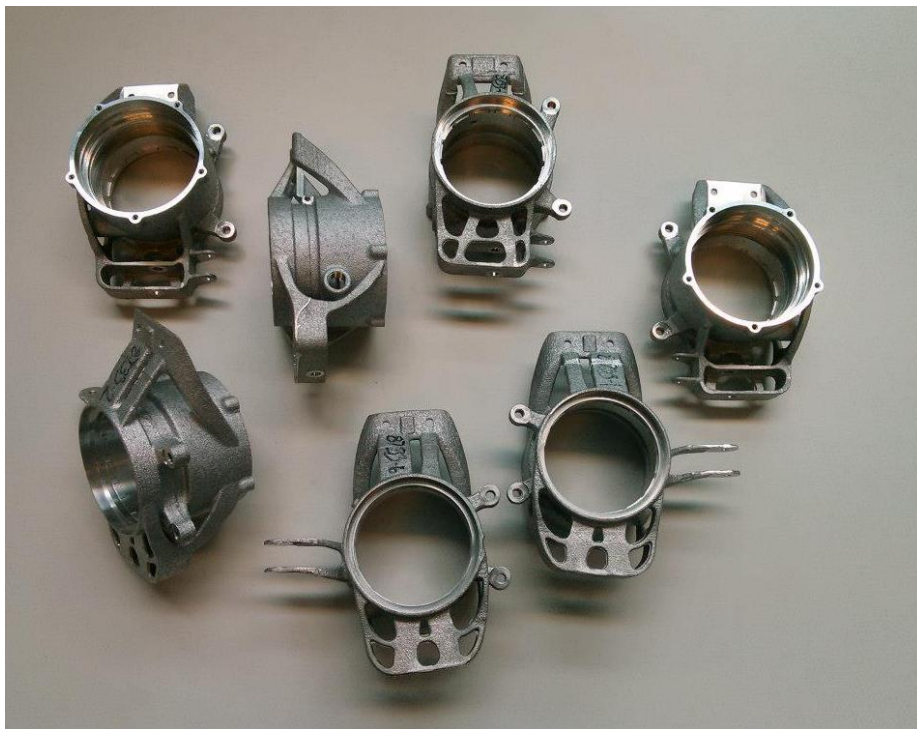
Metalli laserpaagutusega tegelevaid ettevõtteid leidub palju, kahjuks ükski neist ei paikne Eestis. Eestis on teadaolevalt ainult üks laserpaagutus seade, mis paikneb TTÜ-s, kuid paraku on kambri mõõtmed, milles detail paagutatakse, liiga väikesed käänmiku valmistamiseks.



Sele 4-7 Ti64 Laserpaagutatud käänmik Revolve NTNU [11]

Valatud

Valumeetodeid on väga palju, enamust neist ei ole otstarbekas või võimalik kasutada antud detaili puhul, kuna detaili kaju on keerukas ning maht prototüüpimisele kohaselt väike. Kõige otstarbekam meetod antud detaili valmistamiseks on Rapid casting, mis ühendab endas nii 3d printimise kui ka koorikvalu. Rapid casting protsessi esimeseks sammuks on valmistada 3d printimise teel kuumuse käes sulavast materjalist (vahast) detail. Saadud mudel kaetakse keraamikaga ning seejärel sulatatakse sees olev vaha välja, mis jätab valandi jaoks keraamika sisse täpse kujuga vormi. Vorm täidetakse sobiliku valumaterjaliga, misjärel keraamika eemaldatakse. Detaili valmistamise protsess lõpetatakse suuremat täpsust nõudvate pindade ületöötlemisega metallilõike pingis. Titaani valumaterjalina kasutades on võimalik saavutada väga hea massi ning tugevuse suhtega lõpp-produkt. Protsessi negatiivseks küljeks on maksumus, sest valandi valmistamine nõuab palju oskusteavet ja spetsiifilist masinaparki.



Sele 4-8 Valatud käänmikud AMZ [12]

Lõiketöötlemine

Lõiketöötlemisel, eelkõige freesimise teel saadud detail ei vaja hilisemat töötlemist ning detaili täpsus on küllaltki suur. Lõiketöötlemise negatiivseks küljeks on suur materjali kulu, mis kaasneb toorikust materjali eemaldamisega.

Lõiketöötlemiseks on vajalik seadmeпарк ning tarkvara, mille abil on võimalik seadme jaoks detaili töötamiseks NC koodi genereerida. Valmistades detail kõrgtugevast alumiiniumist, on võimalik saavutada massilt kergem tulemus kui näiteks lehtmaterjalist valmistatuna, samuti näeb valminud detail esteetiline välja, sest kõik pinnad on töödeldud. Lisaks on protsessi positiivseks küljeks see, et meeskonnal on ligipääs valmistamiseks vajalikule seadmepargile ning tarkvarale, lisaks sellele on koostööpartnerid olemas nii vajalike tööriistade osas kui ka toormaterjali poolel, see aga omakorda tähendab vähest rahalist kulu meeskonnale.



Sele 4-9 Lõiketöötlemise teel valmistatud käänmik [12]

Valik

Valiku langetamiseks koostati allolev tabel, kus hinnati nelja kriteeriumit: kättesaadavus, maksumus, keerukus ja mass. Punkte jagati viiepalli süsteemis, ehk mida parem omadus seda kõrgem hinne.

Tabel 4-4 Käänmiku valmistusmeetodi valik

	Kättesaadavus	Maksumus	Keerukus	Mass	Kokku
Lehtmaterjalist	5	5	4	3	17
Laserpaagutus	3	3	4	5	15
Valamine	2	2	2	5	11
Lõiketöötlus	5	5	4	4	18

Ülaloleva tabeli põhjal osutus väljavalituks valmistusprotsessiks lõiketöötlus. Seda eelkõige lõpp-produkti massi ja tugevuse suhte, kättesaadavuse ning maksumuse tõttu.

4.3 Käänmikute projekteerimine

Eesmärgiks on valmistada võimalikult kerge korpus ülekandele, kuid samas piisavalt tugev konstruktsioon, mis suudaks taluda kõiki sellele suunatud jõude.

Materjaliks valiti Uddeholmi tootevalikust alumiinium Alumeec 89. Antud materjali olulised väärtused on välja toodud allolevas tabelis.

Alumeec 89 mehhaanilised omadused sõltuvad materjali paksusest. Tabelis olevad tõmbetugevus ning voolepiir on antud materjali kohta, mille paksus on vahemikus 50-100 mm.

Tabel 4-5 Alumeec 89 materjali parameetrid [13]

Tõmbetugevus	570 MPa
Voolavuspiir	520 MPa
Tihedus	2830 kg/m ³
Elastsusmoodul	71500 MPa
Poissoni tegur	0,33
Soojus paisumise koefitsent. Iga kraadi kohta 20-100°C	23*10 ⁻⁶

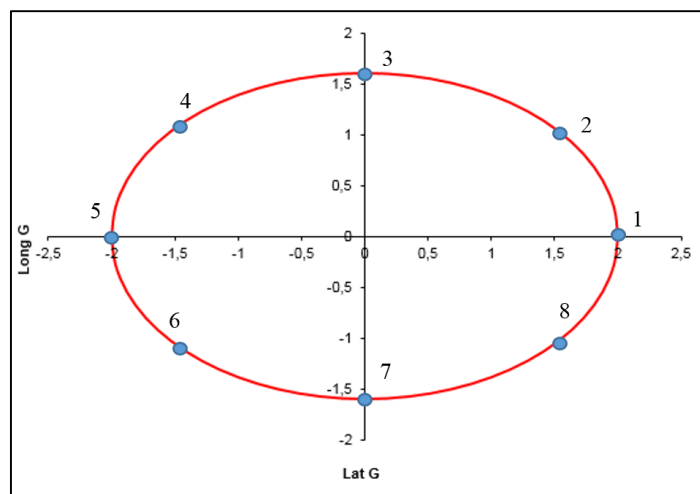
Analüüsi esimeseks sammuks on rajatingimuste täpne defineerimine, vastasel korral ei ole saadud tulemused korrektsed ning ei ühti reaalsusega. Vormeliga sõites tekib rehvi kontaktpunkti kül-, pikki- ja vertikaaljõud. Antud jõudude abil hakkab rehvi läbi velje ja rattarummu mõjutama käänmikut.

Käänmikut mõjutavad jõud ei ole kunagi konstantsed, vaid jälgivad G-G diagrammi väärtuseid. Kõikide väärtuste läbi arvutamine ning analüüsimine on liialt mahukas, seetõttu võeti kaheksa väärtust, mille korral tehti analüüs. Y ning Z suunal olevad jõud rakendatakse otse läbi rehvikontaktpunkti. X-suunaline jõud ehk auto pikkisuunal mõjuv jõud rakendati rehvi tsentrisse ning sellelt tulenev kiirendus või pidurdusmoment on vastava jõuga asetatud kohale, mida see mõjutab. Pidurduse korral mõjub jõud pidurisadula kinnitustel. Kiirendusel on moment rakendatud hammasvööd kinni hoidvatele tihvti avadele. Rehvikontaktpunkti väärtused on allolevas tabelis ning samuti on näidatud alloleval G-G diagrammil, millisele punktile jõud vastab. Eraldi on lisatud jõud, millega mõjutab mootor käänmiku kinnitusi kiirendustel ning pidurdustel.

Mootori mass on 3,65 kg, seega maksimaalne jõud, mida mootor kinnitustele rakendada saab kiirenduse 1.6G juures, on 57,2N X-telje sihis. Jõud on rakendatud mootori massikeskmesse ning käänmikuga ühendatud virtuaalsete kehade.

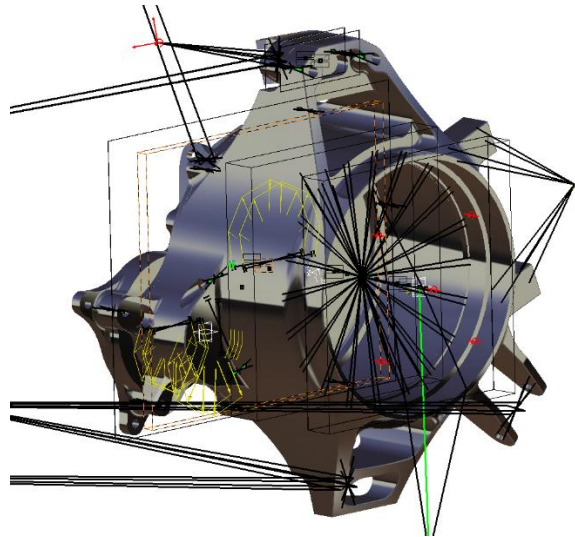
Tabel 4-6 Käänmiku koormusarvutuste lähteandmed

Pos	G Lat	G Long	X (N)	Y (N)	Z (N)
1	2	0	0	3194,9	-1597,4
2	1,5	1	1087,1	1618	-1056,4
3	0	1,6	368,3	0	230,2
4	-1,3	1,2	-214,8	225,1	175,2
5	-2	0	0	114,6	57,3
6	-1,5	1	-497,8	-740,8	-483,7
7	0	-1,6	-2095,9	0	-1310
8	1,5	-1	-1801,6	2681,5	-1750,9



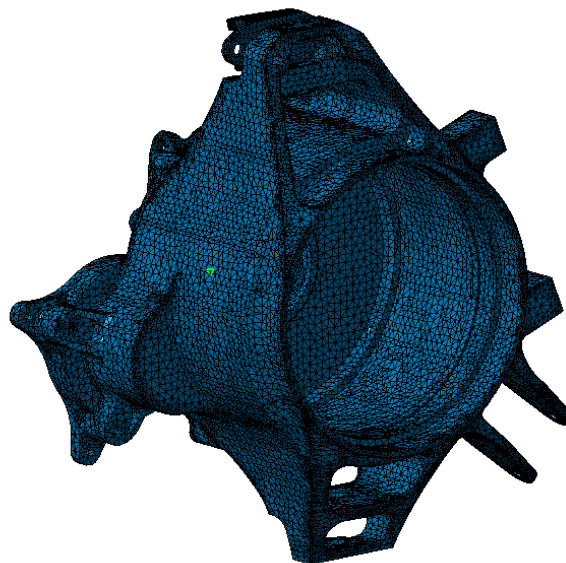
Sele 4-10 FEST 15 traction ellipsi analüüsi olukorra punktidega

Allolevat seelt on näha ülevaatlilikult rajatingimusi, kus detaile mõjuvad jõud on rehvikontaktpunktist ning käänmik on kinnitatud hoobade abil. Analüüsi lihtsustamiseks on vedrustuse hoobade asemel kasutatud virtuaalseid kehasid. Samamoodi on kasutatud ratta rummu lihtsustatud kujul.



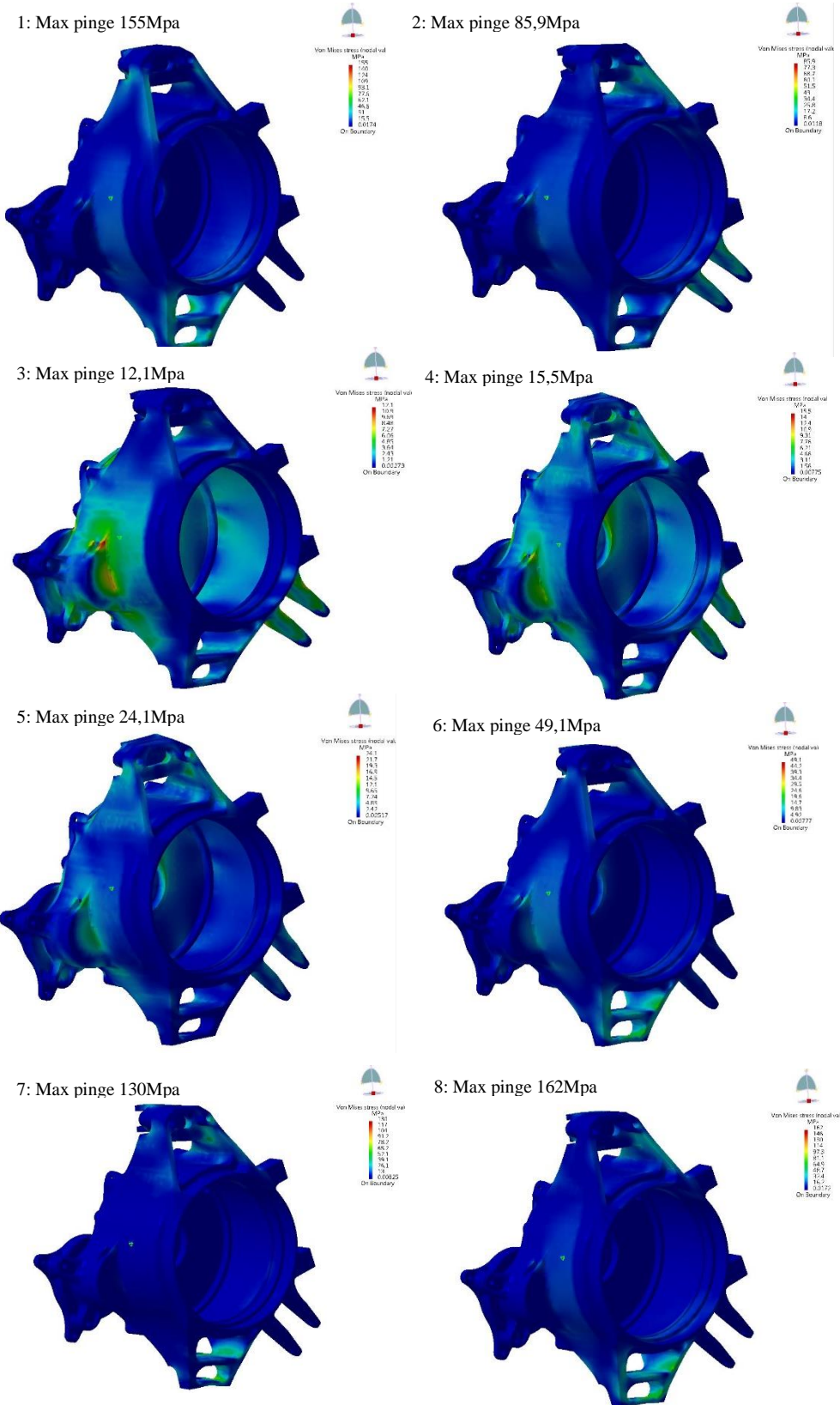
Sele 4-11 Käänmiku LEM analüüsi rajatingimused

Käänmiku lõplikul analüüsil kasutati 253662 elementi ning 64045 sõlme. Elementide suuruseks oli määratud 3 mm ning nõtk 0,5 mm. Võrgustikku tihedamaks tegemisel maksimaal-pingete väärtused muutusid vähem kui 10 Mpa, kuid elementide arv kasvas ning seetõttu suurenes oluliselt ka arvutusaeg.



Sele 4-12 LEM keskonna mudeli võrestik

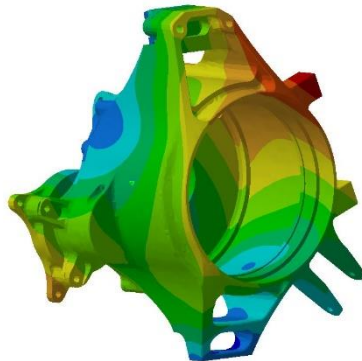
Alloleval seel on välja toodud saadud tulemused kõigi kaheksa koormusolukorra kohta, seel on väljatoodud käännikus tekkinud pinged



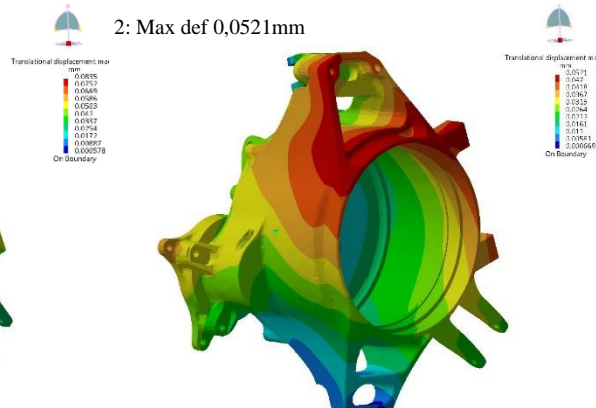
Sele 4-13 Pinged käännikul kaheksas koormusolukorras

Alloleval seel on välja toodud deformatsioonid kaheksas eri koormusolukorras.

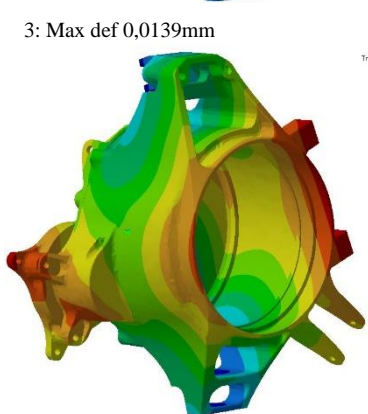
1: Max def 0,0835mm



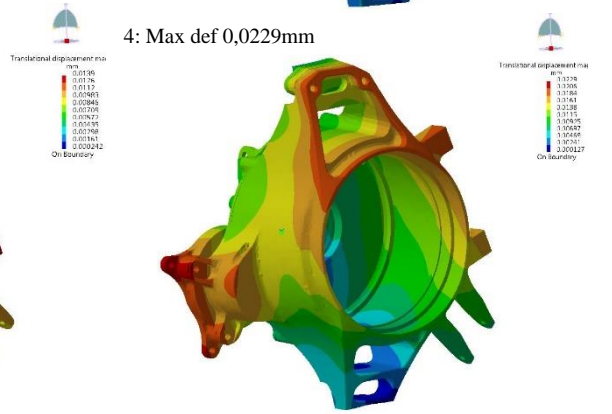
2: Max def 0,0521mm



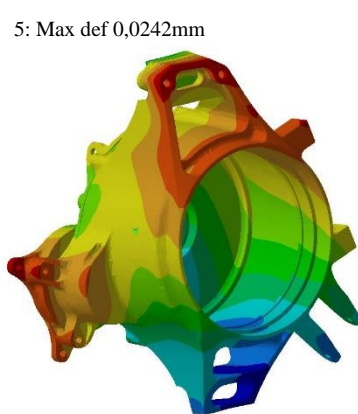
3: Max def 0,0139mm



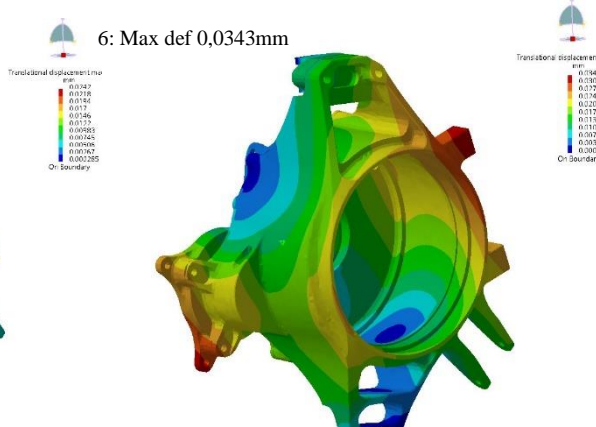
4: Max def 0,0229mm



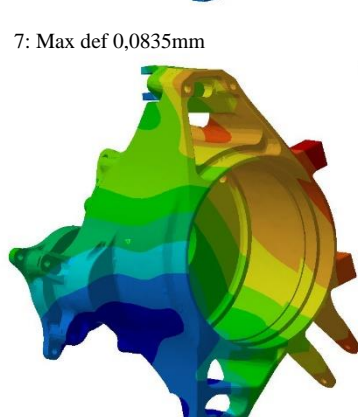
5: Max def 0,0242mm



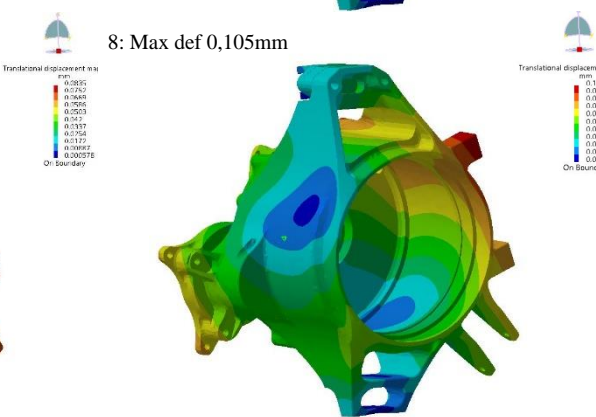
6: Max def 0,0343mm



7: Max def 0,0835mm

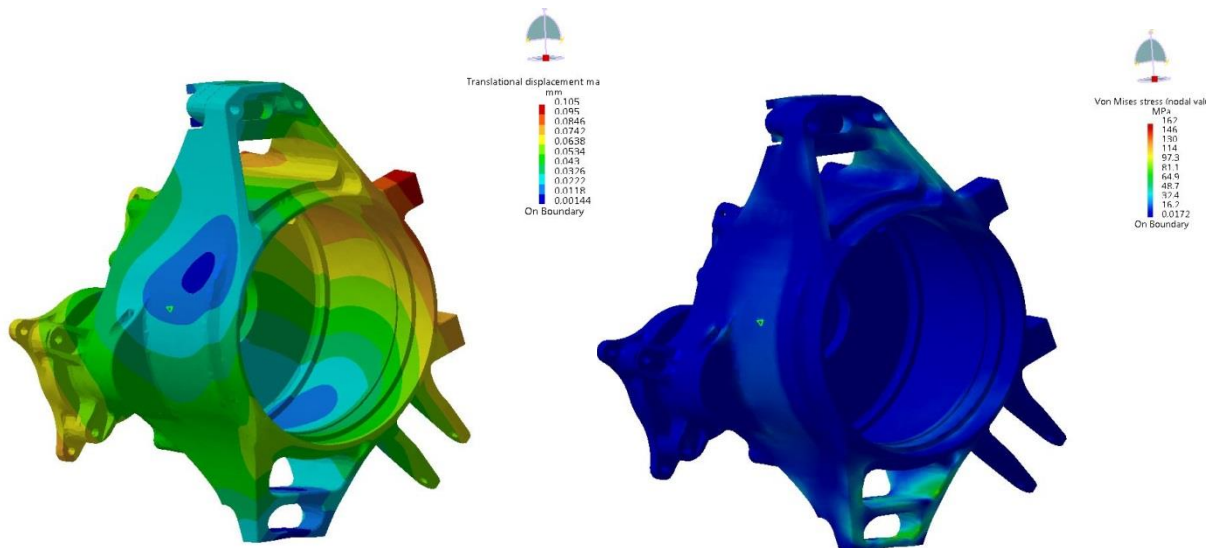


8: Max def 0,105mm



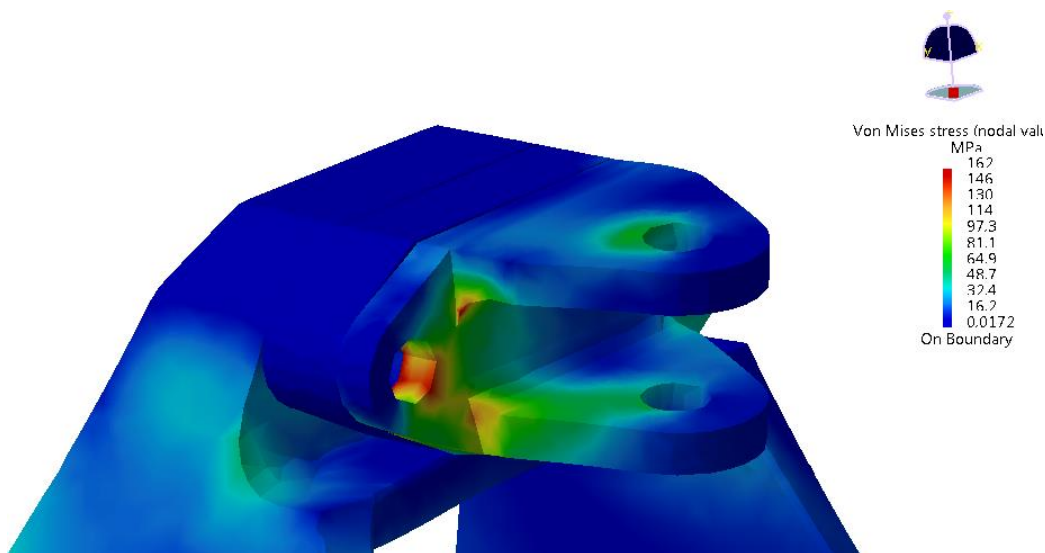
Sele 4-14 Deformatsioonid käänmikul kaheksas koormusolukorras

Kõige suuremad pinged ning deformatsioonid on kaheksandal koormusolukorral. Antud koormusolukorras on pikkikiirendus -1G ning 1,5G külgiirendust, mis tähendab, et tänu aeglustamisele on suurenenud vertikaalkoormus esiteljel ning külgiirenduse tõttu kaasneb kaaluümberjaotus teljel. Eesmärgiks oli saavutada vähemalt kolmekordne varutegur maksimaalsetele pingetele ning deformatsioonid ei tohi ületada 0,1mm, vastasel korral võib tekkida koormuste all parasiitroolimine või lubatust suurem rattakalde muutus.



Sele 4-15 Kaheksanda koormusolukorra deformatsioon ja pinged

Lähemalt antud olukorda analüüsid selgub, et suurimad pinged paiknevad ülemise õõtsuhoova kinnituse juures. Poldi avas olevad suured pinged tulenevad rajatingimustest. Nimelt on virtuaalse poldi tekitamisel kasutatud poldi ava seesmist pinda. Tegelikuses jagunevad pinged olulisemalt suurema pinna peale ning seeläbi on pinge väiksem. Kinnituskõrva nurkades olevad pinged on kuni 150 Mpa. Ülejäänud käänmiku ulatuses on pinged madalamad kui 100 Mpa. Kinnituskõrvas on varutegur ~3,5 ning ülejäänud käänmiku ulatuses 6,2. Suurim deformatsioon on ülemisel pidurisadula kinnitusel, mis ületab napilt etteantud väärtust 0,1 mm. Antud elemendi deformatsioon ei mõjuta ratta kallet ega kokkujooksu. Suurimad deformatsioonid, mis omavad negatiivset mõju vedrustuse kinemaatikale, tulenevad ratta laagri pindade deformatsioonidest. Seal jäävad maksimaalsed väärtused madalamaks kui 0,1 mm.



Sele 4-16 Pinged ülemises õõtshoova kinnituses

Edasine optimeerimine enam ei anna paremat tulemust. Esimene põhjus on see, et käesolev lahendus on lubatud maksimaalsetele doformatsioonidele küllaltki lähedal. Teine põhjus on hilisema lõiketötluse keerukuse tõus. Praeguse lahenduse korral on rummu ning ülekannet mahutava osa seinapaksus 3 mm, selle õhemaks viimisel on väga suur oht, et tötluse jaoks ei ole võimalik detaili korralikult rakistada, mille tulemusena kaasneb tötlusega vibratsioon ning seeläbi ebatäpsem ning kehvema pinnakvaliteediga tulemus.

4.4 Ratta rummu projekteerimine

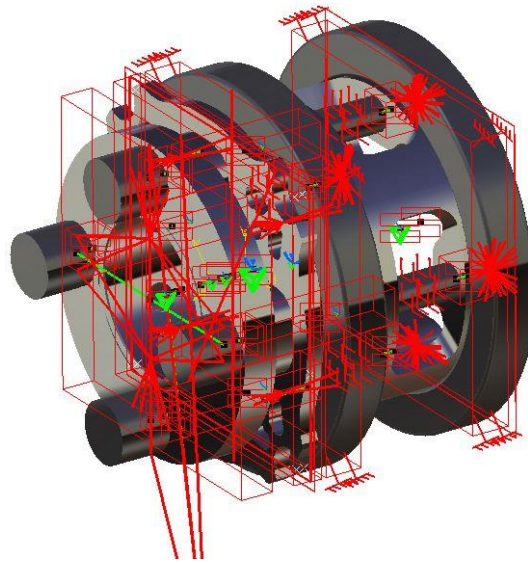
Ratta rummu ülesandeks on olla ühendavaks osaks velje ning käänmiku vahel. Läbi rummu ja laagrite kanduvad käänmikku sõidu ajal tekkivad koormused. Käesoleval aastal esmakordselt on rumm ülekande süsteemi osa, rumm on planetaarülekandes planeedikandja.

Rummu valmistamiseks kasutatakse materjali Alumec 89. Rummule peab olema võimalik paigutada kaks laagrit sisemõõduga 85mm ning kaelustihend õli ülekandes seeshoidmiseks.

Sarnaselt käänmikuga analüüsiti ka rummu.

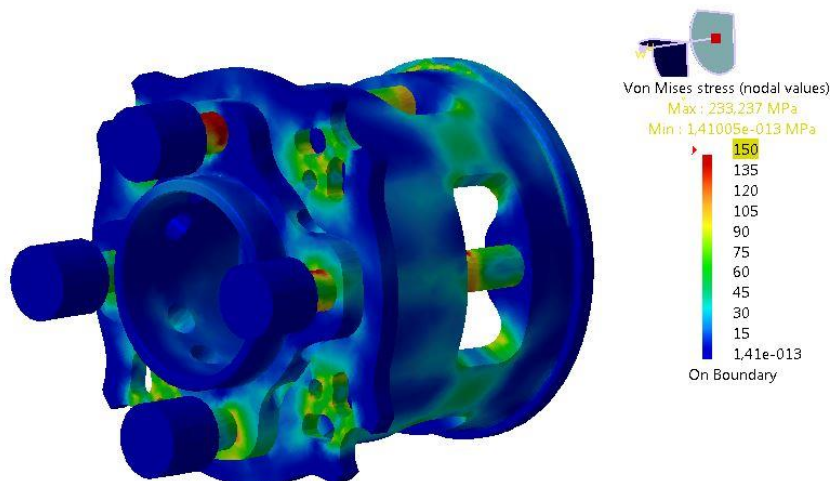
Rummu analüüsimisel kasutati G-G diagrammist tulenevaid suurimaid väärtusi, sest nende abil on võimalik näha tekkivaid maksimaalseid pinged ning deformatsioone. Rummu koostu lisati veel ka piduriketta adapter ning rattapoldid. Mudeli lihtsustamiseks on rattapoldid ja rattamutrid modelleeritud ühe detailina, samuti kasutati lihtsustatud kujul velge, mille saab siduda rummuga ning läbi selle rummu koormata. Analüüsi on sisse joonestatud ka laagrid lihtsustatud kujul. Laagri välispind on jäigalt kinni, kuid lubatud on rummu liikumine aksiaal- ja radiaalsihis laagri sees. Aksiaalsihis liikumine piiratakse ära ühelt poolt piduri adaptriga, mis toetub läbi tugirõnga rummule, ning teiselt poolt rummu küljes oleva randiga. Pöörlemist

takistatakse pidurdusel piduriadaptri piduriketta ühenduspindadest, või kiirendusel rattapoltide osast, millel paiknevad planeedid.



Sele 4-17 Rummu LEM analüüsi rajatingimused

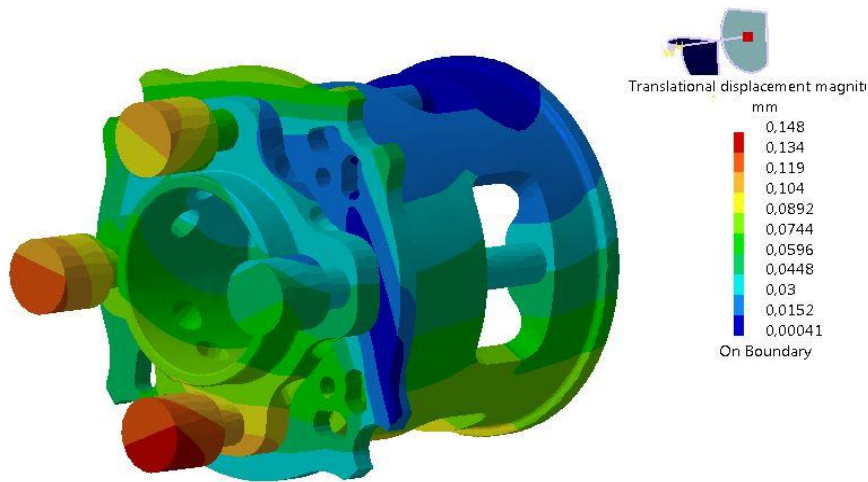
Rummu korral analüüsiti läbi neli erinevat stsenaariumit. Analüüsiti nii kiirenduse kui ka pidurduse olukorda. Peale esimesi analüüse keerati rummu 45 kraadi, jättes samaks punkti, mille kaudu koormused rummule pannakse. Suurimad pinged koostus saavutati allolevas olukorras.



Sele 4-18 LEM analüüs pingetele rummukoostus.

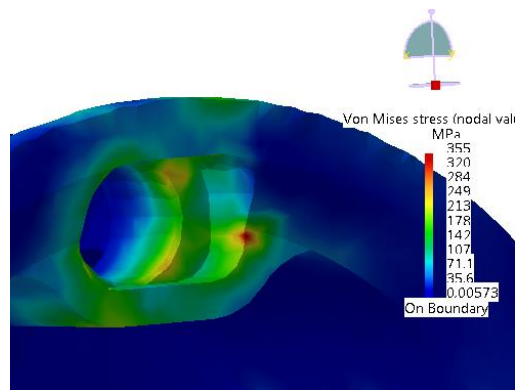
Sele 4-18 on näha, et maksimaalsed pinged on 233 Mpa. Suurimad pinged paiknevad rattapoltidel. Erinevalt ülejäänud koostust on rattapoldid valmistatud Impax Supremest, mille voolavuspiir on 900 Mpa, seega saame rattapoltide varuteguriks ~3,9. Ülejäänud koostu

ulatuses ei ületa pinged 180 Mpa-d. Kui võtta arvesse, et voolepiir 100 mm läbimõõduga toorikul on 620 Mpa, siis saavutatakse rummul varuteguriks 3,4.



Sele 4-19 LEM analüüs deformatsioonidele rummukoostus

Rattarummu maksimaalseks deformatsiooni suuruseks seati 0,12 mm, mida ületada ei tohtinud. Lõplikul tulemusel on rummul oleva maksimaalse deformatsiooni suuruseks 0,104 mm. Sellise suurusega deformatsioone iseloomustatakse ülaloleval seel oranžide aladega.



Sele 4-20 LEM analüüs pingetele rattapoldipesa ümbruses

Vältimaks rattapoldi pöörlemist ümber oma telje, on lisaks istule poldi pea töödeldud nelinurkseks. 10.9 poldi korral on rattapoldi kinnitus moment 51 Nm [14]. Kuna Impax supreme on oma tugevuselt väga sarnane 10.9 poldiga, juhindutakse kinnituse momendi valikul 10.9 poldi kinnituse momendist. LEM keskkonnas analüüsitakse rummus olevat poldipea pesa. Eesmärk on vaadelda, kas rummu poldipea pesa on piisavalt tugev, kannatamaks 50Nm väändemomenti läbi poldi. Selles analüüsis poldi istu arvesse ei võeta.

Analüüsi tulemusena saadi maksimaalseteks pingeteks 355 Mpa, seega on piisav varutegur olemas ka juhul, kui rattapoldil ist puudub.

5 DETAILIDE VALMISTAMINE

Käesolevas peatükis antakse ülevaade koostu keerukamate detailide valmistamisest, nendeks on käänmik, käänmiku kaas ning ratta rumm.

Kõik detailid valmistati Tallinna Tehnikakõrgkoolis, kasutades seal olemasolevat masinaparki. Treitöödeks kasutati Haas TL1. Freesimistöodeks kasutati kahte erinevat seadet, millest esimene oli kolmeteljeline Bridgeport VMC-610XP³. Teiseks freespingiks oli neljateljeline Haas ES-5-4T. Antud seadmele oli paigaldatud töölauale lisatelg, mislābi sai seadet kasutada viieteljelisena.

Detailide valmistamiseks kasutati kahte tarkvara. CNC seadmetele juhtprogrammi valmistamiseks kasutati Mastercam X7 CAM tarkvara. Optimaalsemate lõikereziimide valmistamiseks kasutati G-wizard tarkvara. Antud tarkvara abil arvutati tööreziimid freestööde tarbeks. Programmi sisestati materjal ning lõikeriista parameetrid (väljaulatus hoidikust, lõikeosa pikkus, lõikeservade arv, lõikeserva heeliksi nurk, lõikeriista materjal), mille abil pakkus programm optimaalsemaid reziime nii kooriv kui ka puhastöötluks, arvutades sealjuures välja freesi deformatsiooni ning lõikamiseks vajaliku võimsuse.

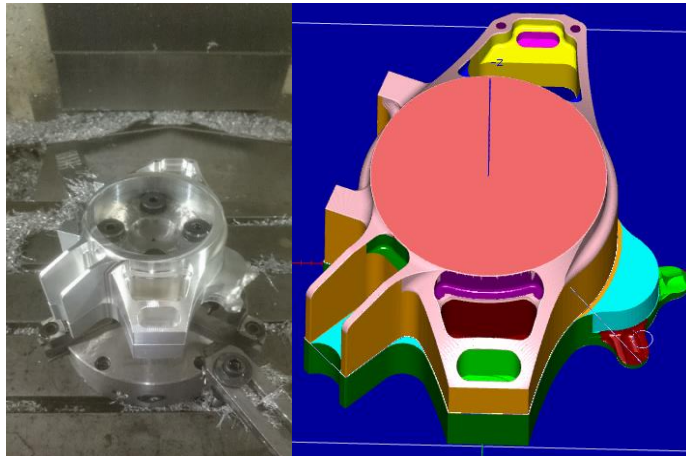
5.1 Käänmiku valmistamine

Käänmiku valmistamise esimeseks sammuks oli sobiva rakistuse tegemine. Käänmiku tooriku sisse töödeldi esmalt kinnitusavad rakistusega ühendamiseks. Töödeldi keskne ava, mille kaudu paigutatakse toorik tornile, ning neli poldiava kinnitamiseks. Kinnitamiseks kasutati kalibreeritud kaelaga polte DIN 7379 läbimõõduga 16 mm. Antud samm on vajalik, et käänmikut oleks rakises võimalik ümber pöörata ning uuesti asetamisel saavutataks võimalikult täpne asend. Rakise ülemine aste töödeldi freespingis, et tagada ristseis töölauaga, mida hiljem ka mikromeetri abil kontrolliti.



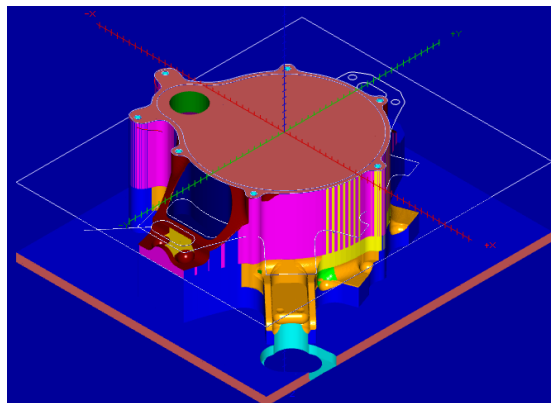
Sele 5-1 Rakistuse kontrollmõõtmine

Esimese sammuna töödeldi käänmik eestvaates, jättes puutumata sisepinnad, kus paikneb rumm.



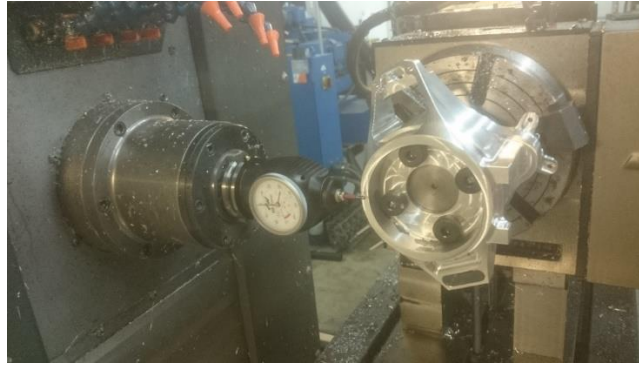
Sele 5-2 Esimese paigalduse lõiketötluse simulatsioon ja valminud detail

Teise paigalduse käigus töödeldi käänmiku alumine pool koos kaane kinnituse avadega. Lisaks töödeldi mootori võlli tsentrisse ava läbimõõduga 24 mm ning sügavusega 15mm (alloleval seel on näha rohelisega tähistatud avana). Antud ava kasutati tooriku pinki positsioneerimiseks käänmiku sisepindade töötlemisel.



Sele 5-3 Teise paigalduse lõiketötluse simulatsioon

Töötlemise järgnevaiks sammuks on käänmiku külgedel olevate avade ning eelnevates tööprotsessides mitte ligipääsetavate elementide töötlemine. Selleks kasutati Haas ES5 freespink, sest seadmel on lisatelg, mille abil on võimalik käänmikku pöörata ja avad täpselt positsioneerida. Rakistus on täpselt sama, mis kahel eelnenud paigaldusel - kolmepakiline padrun, mille küljes oli torn, kuhu kinnitati käänmik. Tornile töödeldakse uued poldiavad, et tagada täpne positsioon. Olemasolevaid avasid kasutades ei ole võimalik täpset käänmiku asendeid saavutada pindade keerukuse tõttu, mille pealt ei saa võtta täpseid mõõte.



Sele 5-4 Käänmiku külgedelt tehtavad lõikeoperatsioonid

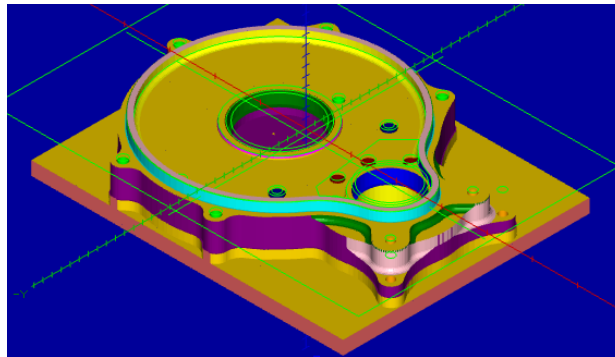
Käänmiku töötlemise viimaseks sammuks oli seesmise pinna töötlemine. Seesmist pinda töödeldi kahes paigalduses. Esimeses paigalduses tehti välise laagripinna ning kaelustihendi pinna töötlus. Teises paigalduses töödeldi seesmine pind lõplikult valmis. Seesmise pinna teises paigalduses töödeldi esmalt veetava hammasratta rattapoolne laagripesa. Selleks paigaldati laagri klamber poltidega käänmiku külge ning laagripesa lõplik töötlus nii käänmikule kui ka klambrile tehti korraga. Antud lahendus tagab nii parima pinnatäpsuse, kui ka täpse hammasrataste tsentrite vahelise kauguse. Hammasvöö pinna puhastöötlemisel kasutati 3 mm laiust soone freesi kõvasulamist tööriistahoidjaga, lõikamine teostati kogu silindrilise pinna ulatuses spiraalselt, hoides lõikes 1,5 mm lõiketera laiusest. Protsess tehti selliselt, et viia miinimumi lõikejõud ning tööriista deformatsioonid, see on vajalik täpse tulemuse saavutamiseks. Sellise töötlemise põhjus oli suur tasku sügavus ning detaili õhuke sein, mis võib suuremate lõikejõudude toimel vibreerima hakata. Tehti kaks puhastöötlust. Esimene lõikusega jäeti seinalle 0.3 mm varu ning seejärel kontrolliti saadud tulemust. Mõõdetud tulemuse põhjal saab lõikeriista kompenseerida, tagamaks lõpptöötluste täpsuse.



Sele 5-5 Käänmiku välimise laagri- ja tihendipinna rakistus

5.2 Käänmiku tagakaane valmistamine

Käänmiku tagakaas valmistati kolmeteljelises freespingis, kus esimese paigaldusena tehti seesmised pinnad. Käänmik oli valmistatud enne tagakaant, seetõttu oli kaane töötamise käigus võimalik testida istu, millega tagakaas käänmiku külge paigaldatakse. Sellele järgnes välispinna töötus. Antud operatsioonide järjekord oli valitud seetõttu, et välimine pind ei ole tasapinnaline ning on väljaulatuvaid elemente, mistõttu oleks järgneva paigalduse tegemine olnud keerukam. Teise paigalduse valmistamiseks tehti rakis. Rakise sisse tehti sooned ja süvendid kõikide esimeses paigalduses tehtud väljaulatuvate detailide jaoks. Seda tehes tagatakse see, et valmistatav detail on kinnituste abil surutud võimalikult suure pinna osas vastu käänmiku, mis aitab oluliselt vähendada vibratsiooni tekke ohtu lõiketöötamise käigus.



Sele 5-6 Käänmiku kaane esimese paigalduse simulatsioon tarkvaras MastercamX7

5.3 Rummu valmistamine

Rummu valmistamise esimeseks sammuks oli treipingis rummu seesmise poole töötlemine. Laagripindadele tehti kaks puhastöötlust. Peale esimest kontrolliti saadud mõõt ning korrigeeriti lõikeriistu vastavalt, et viimase puhastöötamise käigus saavutataks tolerantsile vastav mõõde.



Sele 5-7 Rummu peale esimest paigaldust

Järgnev paigaldus tehti freespingis ES5, kus töödeldi rummu sisepind, poldiavad ning avad rummu külgedes planeetide tarbeks. Rummu poldiavadel oli tarvilik saavutada suur täpsus, et tagada korrektne ist. Joonise järgi oli avade töötuse vahemik 9,981...9,987mm. Tehti proovidetailidele avad hõõritsaga 9,98, mille sobivus valideeriti avasse poldi pressimise teel ning hinnati tulemusi.



Sele 5-8 Rummu sisepindade töötus freespingis

Viimaseks sammuks on rummu veljepoolse töötlemine. Antud paigalduse tegemiseks valmistati abirakistus, mille abil välditakse kolmepakilises padrunis laagripindade kahjustamist.



Sele 5-9 Rummu veljepoolse pinna töötus freespingis

6 JÕUÜLEKANDE DEFEKTEERIMINE PEALE VÕISTLUSHOOAEGA

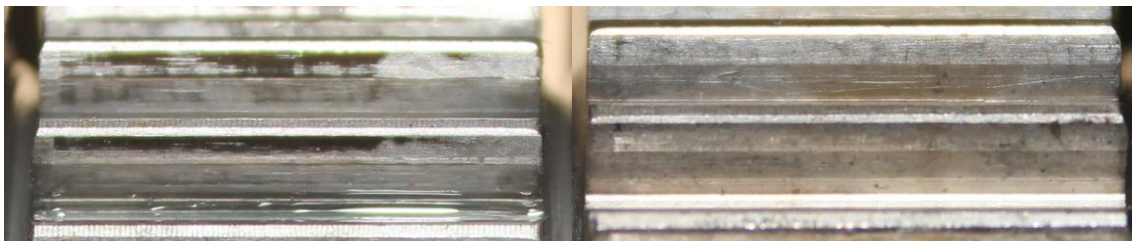
Vormeliga hooajal 2015 sõideti kokku üle 150 km, selle aja jooksul ei ilmnenud ühtegi viga, mis oleks sõitmist peatanud. Peale hooaega võeti ülekanne lahti ja otsiti visuaalseid defekte.

Alumiinium detailidelt mõrasid ega muid ohtlikke defekte ei tuvastatud. Ainus defekt, mis alumiinium detailidel visuaalse kontrolli käigus leiti, oli rummule sisse kulunud soon, mis oli põhjustatud kaelustihendi poolt. Ülekande lekkimist pinna kulumise tõttu ei täheldatud.



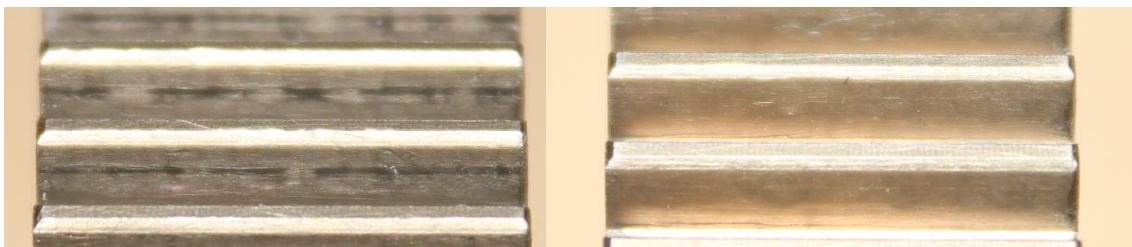
Sele 6-1 Kaelustihendi põhjustatud soon rummul

Järgnevalt vaadeldi, kuidas on kulunud hammasülekanne ning võrdleme seda uute detailidega.



Sele 6-2 Esimese astme vedav hammasratas. vasakul kasutatud, paremal uus

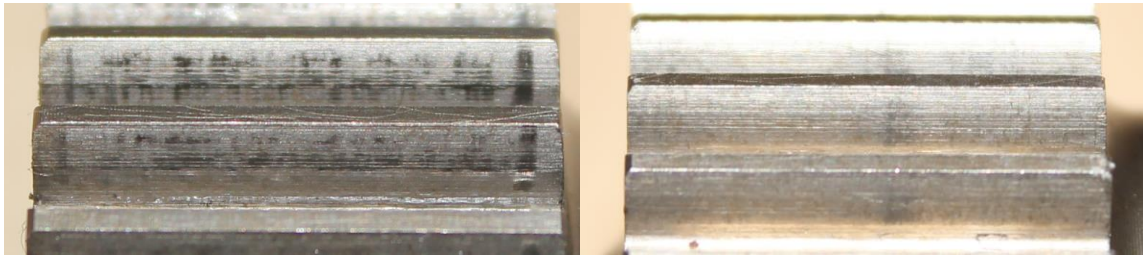
Mikroskoobiga esimese astme veetavat hammasrattast vaadates selgub, et tumedamad kohad hammasrattal on sissekulunud pinnad, ehk visuaalselt tundub pind siledam. Pittingut või hõõrdumisest tulenevat kahjustusi ei täheldanud. Samas on näha, et rohkem on töötanud hammasratta vasak serv. Sellisele kulumisele oli indikatsiooniks kontaktanalüüsist saadud pingete jagunemine, kus oli näha, et tänu päikesevõlli deformatsioonile on hammasratta ühes servas kontaktpinged suuremad.



Sele 6-3 Esimese astme veetav hammasratas. Vasakul kasutatud, paremal uus.

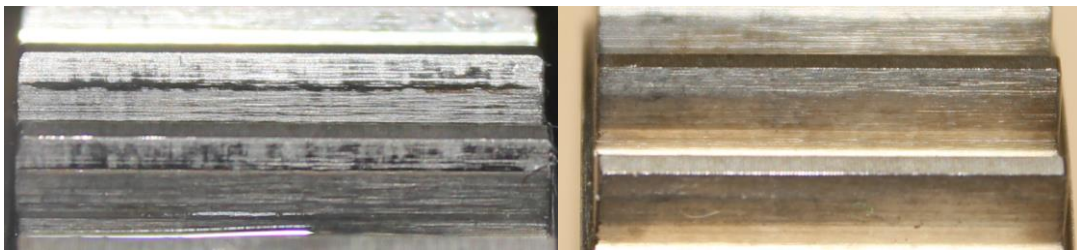
Esimese astme veetaval hammasrattal on töötamisjälgi oluliselt vähem kui vedaval. Väiksem jälgede arv on tingitud sellest, et antud hammasratta hambad peavad rohkem kui neli korda

vähem tööd tegema, tulenevalt hammasratta suurusest. Probleeme ei esinenud, pind on vähesel määral siledamaks kulunud töötamise käigus.



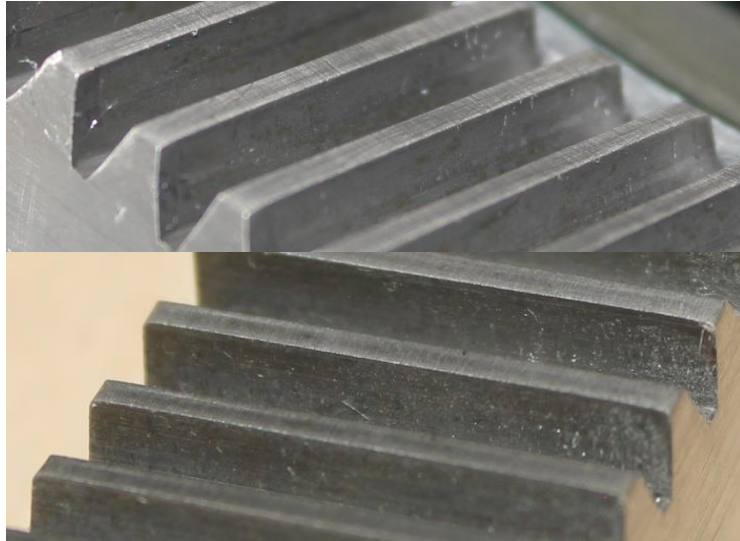
Sele 6-4 Planetaari päike. Vasakul kasutatud, paremal uus

Planetaari päikesel on küllaltki marginaalsed töötamise jäljed, kuid on näha, et kasutatud hammasratta parem serv on rohkem kulunud. Varasemalt tehtud kontaktnalüüside põhjal on näha, et viga võib tuleneda deformatsioonidest. Samas analüüsis oli näha sujuvat pingete langemist, liikudes hamba profiilil servalt hammasratta keskosa suunas. Ülevaloleval seel on üleminek küllaltki järsk. Selle põhjal võib kahtluse alla seada hammasrataste tootmise kvaliteedi.



Sele 6-5 Planetaari planeet. Vasakul kulunud, paremal uus

Planeedil on küllaltki vähe tööjälgi, samas on hammasratta hamba keskmisel osal näha selget joont. Mikroskoobiga vaadates probleemi ei tuvastanud. Taaskord on tegemist alaga, mis on paremini sisse kulunud, kui ülejäänud hammasratta profiil.



Sele 6-6 Planetaari hammasvöö. Ülemine kasutatud, all uus

Varasemalt tehtud kontaktanalüüside põhjal oli näha, et käänmiku deformatsioonid praktiliselt ei mõjuta hambumist planeedi ja hammasvöö vahel. Seetõttu ei esine hammasvööl praktiliselt üldse töötamisjälgi.

KOKKUVÕTE

Käesoleva lõputöö eesmärk on valmistada võistlusautole FEST15 võimalikult hästi toimiv veermikulahendus, kus jõuülekanne on integreeritud käänmiku sisse. Lõppeesmärgina saavutati lahendus, kus igal rattal on oma ajam. Seeläbi on võimalik vormelit paremini kiirendada, efektiivsemalt sõita ning rajasuutlikust tõsta, võrreldes varasemate lahendustega, kus kasutati vaid ühte ajamit.

Esimese sammuna analüüsiti mootorite karakteristikut erinevatel võistlusaladel. Analüüsi tulemusena selgitati välja vahemik, millesse projekteeritav ülekande arv mahtuma peaks.

Järgnevalt kaaluti erinevaid ülekande lahendusi, nii üheastmelisi kui ka mitmeastmelisi, mille tulemusel valiti kõige optimaalsem paigutus sobitumaks sõiduki vedrustuskinemaatikaga. Seejärel valiti esimese ja teise ülekande astme suuruse. Valiku tegemiseks kasutati KISSsoft tarkvara, kuhu sisestati rajatingimused, mida jälgides suutis tarkvara pakkuda erinevaid lahendusi. Sobiv lahendus leiti, kui analüüsiti pakutud lahendeid, võttes arvesse nii varutegureid, pakutud ülekande arve kui ka gabariitmõõtmeid. Loplikuks ülekande arvuku kujunes 14,6.

Hammasülekannetest tulenevaid jõude teades alustati võllide ning laagrite süsteemi projekteerimist. Süsteemi ülesehitusel võeti arvesse võllide jäikust, laagrite eluiga ning jälgiti, et süsteem oleks piisavalt jäik tagamaks hammasülekande probleemideta töö.

Peale võllide ning laagrite süsteemi loomist oli võimalik jätkata hammasrataste väljatöötamist ning vaadelda hambumises tekkivat joonpinget. Analüüsi tulemusena parendati hambumist, vähendades löökkoormusi.

Tehes koostööd SKF-i spetsialistidega leiti sobilikud laagri istud ning laagrilõtkud, mis on ääretult olulised ülekande töökindluse tagamiseks. Arvutati välja hammasvöö ja rattapoltide istude suurused, et oleks tagatud piisav ist nii välis- kui töötemperatuuril.

Ülekande projekteerimise viimaseks sammuks oli õige määride valik. Õlitustüübiks valiti paiskõlitus, misjärel asuti valima sobilikku õli. Õli valiku esimeseks sammuks oli varasemal aastal kogutud andmete analüüs, mille tulemusel saadi teada enimkasutatud pöörlemiskiirused ja mootori poolt arendatud väändemomendi piirkond. Nende andmete põhjal leiti sobilik õli viskoossus.

Ülekande ehitust ning mõõte teades oli järgnevaks sammuks veermiku komponentide konstrueerimine. Esmalt vaadeldi komponente, mis peavad sobituma projekteeritava

käänmikuga. Vaadeldi lähemalt velge ja pidurikomponente. Sellele järgnes rattalaagrite valik. Rattalaagrite valikul tugineti samuti eelneva hooaja vältel kogutud külge- ja pikkikiirenduse andmetele. Nende andmete põhjal arvutati välja laagritele langevad maksimaalsed koormused ning sellest tulenevalt tehti optimaalseim valik.

Laagrite valikule järgnes käänmiku valmistusmeetodi valik. Analüüsiti nelja erinevat valmistusmeetodit. Lõplik meetod valiti tabeli abil, kus jagati hindeid erinevates katagooriatel ning valik langetati meetodile, mis summaarselt saavutas parima tulemuse.

Järgnevas lõigus vaadeldakse komponentide projekteerimist. Esimeseks projekteeritavaks veermikukomponendiks oli käänmik. Käänmiku projekteerimisel peeti silmas ülekande gabariite, vedrustuse kinemaatikat, velje suurust ning piduri komponente. Käänmiku LEM analüüs tehti Catia V5 tarkvara kasutades. Analüüsi käigus vaadeldi kaheksat erinevat koormusolukorda, ning jälgiti, et maksimaalsed pinged ega ka deformatsioonid ei ületaks lubatud väärtusi.

Teiseks projekteeritavaks komponendiks oli rattarumm. Rummu analüüsiti koos rummukoostus olevate komponentidega – rattapoldid, piduriketta adapter ja laagri tugivõru. Selliselt saadi piisav ülevaade kõikide komponentide pingetest ja deformatsioonidest jõudude mõjul. Kasutades väärtuseid, millega saavutati suurimad pinged käänmiku analüüsil, vaadeldi nelja olukorda. Jälgiti kiirendust ja pidurdust, misjärel keerati rummu 45 kraadi rehvikontaktpunkti suhtes ning sooritati analüüsid uuesti, et leida kõige kriitilisem olukord, mida lähemalt vaadelda. Analüüsi tulemusena saavutati 3,4 kordne varutegur pingete osas ning deformatsioonid jäid samuti lubatu piiresse.

Peale komponentide projekteerimist liigutakse edasi detailide valmistamise juurde. Detailide valmistamisel kasutati Mastercam X7 CAM tarkvara juhtkoodi genereerimiseks NC pinkidele. Komponentid valmistati kasutades Tallinna Tehnikakõrgkooli masinaparki. Esmalt vaadeldakse käänmiku valmistamist. Käiakse läbi samm-sammult valmistusprotsess, kus on selgitatud ka rakistusmeetodeid ning töötlusviise. Teise komponendina vaadeldakse käänmiku tagakaane valmistamist, misjärel liigutakse rummu valmistamise juurde.

Viimane peatükk käesolevas diplomitöös vaatleb ülekannet peale võistlushooaega. Esmalt vaadeldakse alumiiniumist komponente. Seejärel analüüsitakse hammasrataste pindu ning võrreldakse nende kulumist varasemalt kontaktanalüüsi käigus saadud infoga.

Antud lõputöö tulemusena valmis jõuülekande süsteem võistlusautole FEST15. Lõputöö valmimise hetkeks on projekteeritud jõuülekannet saadud testida hooaja vältel. Antud ülekandega on läbitud üle 150 kilomeetri. Ülekande eksploatatsiooni käigus tõsiseid probleeme ei esinenud, kuigi järgnevatele võistlusautodele ülekannet projekteerides tuleks jälgida veelgi tähelepanelikumalt pingete jaotumist hamba profiili ulatuses, et tagada hammaste ühtlasem kulumine.

Kui kasutada sama ajamit, siis peaks edasine areng minema suurema ülekande arvu poole. Tuleb proovida kasutada vähem konservatiivseid varutegureid hammasratastel, millega oleks võimalik mahutada samade gabariitide sisse suurema ülekande arvuga ülekanne. Samuti tasuks proovida teistsuguseid ülekande lahendusi, vähendamaks võllide deformatsioone, kuid sellisel juhul peab saavutama kompromissi vedrustuse kinemaatikaga.

Võttes arvesse projekteerimiseks antud lühikest ajaperioodi, eelnevat täielikku kogemamatust hammasülekande projekteerimisel ning saavutatud tulemust, hindab autor oma tulemuse väga heaks. Lõpplahendus vastab püstitatud eesmärkidele.

SUMMARY

The goal of this thesis is to produce the best possible drivetrain solution for the racecar FEST15, where the gearing system is integrated into the upright. The end result was, where each wheel has got their own gear drives. Due to four wheel drive layout, the racecar can speed up better, drive more efficiently and be more maneuverable compared to the earlier solution with only one motor.

The first step was to analyse motor characteristics in different areas of competition. The analysis resulted in understanding of a range in which the drivetrain ratio should fit.

Next, the author investigated different gearing solutions, both single and multiple stage gearing, and, as the result, the most suitable location within the car suspension kinematics was chosen. Then the author selected the ratio of the first and the second stage. The selection was done using KISSsoft software. The software was able to offer multiple different solutions which were satisfied by the initial conditions. Taking into account the dimensions, drive ratios and safety factors, suitable gear sets were found. The final drive ratio for the whole system is 14,6.

In the knowledge of the transmission forces, the author started designing the system of shafts and bearings. The system was designed taking into the account the shaft stiffness, bearing life, and complying with the requirement of the sufficiently rigid system in order to ensure the flawless work of the driving gear.

After the system of shafts and bearings was completed, the author dealt with the gears, and studied the pressure which occur in gear engagement. Such analysis helped to improve gear engagement, reducing shock stresses.

In cooperation with the SKF specialists, the suitable bearing seats and bearing clearances were determined – which is extremely important for ensuring the gearbox durability. The ring gear and the wheel bolt seats dimensions were calculated to provide the sufficient fit for the ambient- and working temperature.

The last stage of the designing process included selection of the proper lubricant. The author opted for the oil bath lubrication, and tried to find the suitable oil. The oil was selected on a basis of the previous year analysis, where the most often used rotation speeds and the motor torque were found. Such data helped to find the suitable oil viscosity.

In the knowledge of the transmission construction and dimensions, the author could design the chassis components. First of all, the author reviewed the components which had to fit with the

uprigh, including the more detailed overview of the wheels and the brake components. Next, it was necessary to choose the wheel bearings. The choice of the ball bearings was supported by the lateral and longitudinal acceleration data, collected during the previous season. The data was used to calculate the maximal loads applied to the bearings and to make the optimal choice pursuant to the calculations.

After choosing the bearings, the author chose a method for making the uprigh. Four different methods of production were analysed, where the final method was chosen using a table, in which the assessments were given under the categories, and the method was singled out which produced the best total result.

The next chapter contains a review of the components design. The uprigh was the first designed component. Designing the uprigh, the author considered the overall dimensions of the transmission, the suspension kinematics, the wheel size and the brake components. The uprigh FEM analysis was carried out using Catia V5 software. In the course of the analysis, the author studied eight different load situations. It was seen that the maximum stresses and deformations does not exceed the allowed values..

The second designed component was the wheel hub. The wheel hub was analysed as assembly. Thus, the author received a sufficient overview of all components tensions and deformations which occur as the result of different forces. Using the highest load values according to the upright analyse, four situations, acceleration and braking were investigated, then the hub was turned at 45 degrees relative to the tyre contact point, and the analyses were carried out again to find and study the most critical situation. The analysis resulted in obtaining 3.4-fold safety factor in terms of stresses while deformations stayed within the allowable range.

The following work stage contains producing the designed components. The details were produced using Mastercam X7 CAM software. The components were produced using the machinery in Tallinn University of Applied Sciences. First, the production of the uprigh is reviewed. The manufacturing process is introduced step by step, whereas the equipment and processing methods are also explained. The following step contains production of the uprigh cover, and next the wheel hub production is studied.

The last chapter of the thesis contains the gear investigation after the season. First, the author studied the aluminium components. Next, the gear surfaces were studied and their wear was compared to the information obtained in the earlier contact analysis.

This final paper resulted in the production of the gearing system for the racecar FEST15. By the time of the final paper completion, the designed gearing system had been tested during the racing season. The car with such gearboxes raced more than 150 kilometres. No serious problems arose during the exploitation, however, when designing the gear systems for the next racing cars, one should investigate more closely the distribution of tensions across the tooth profile to ensure the more even wear of the teeth.

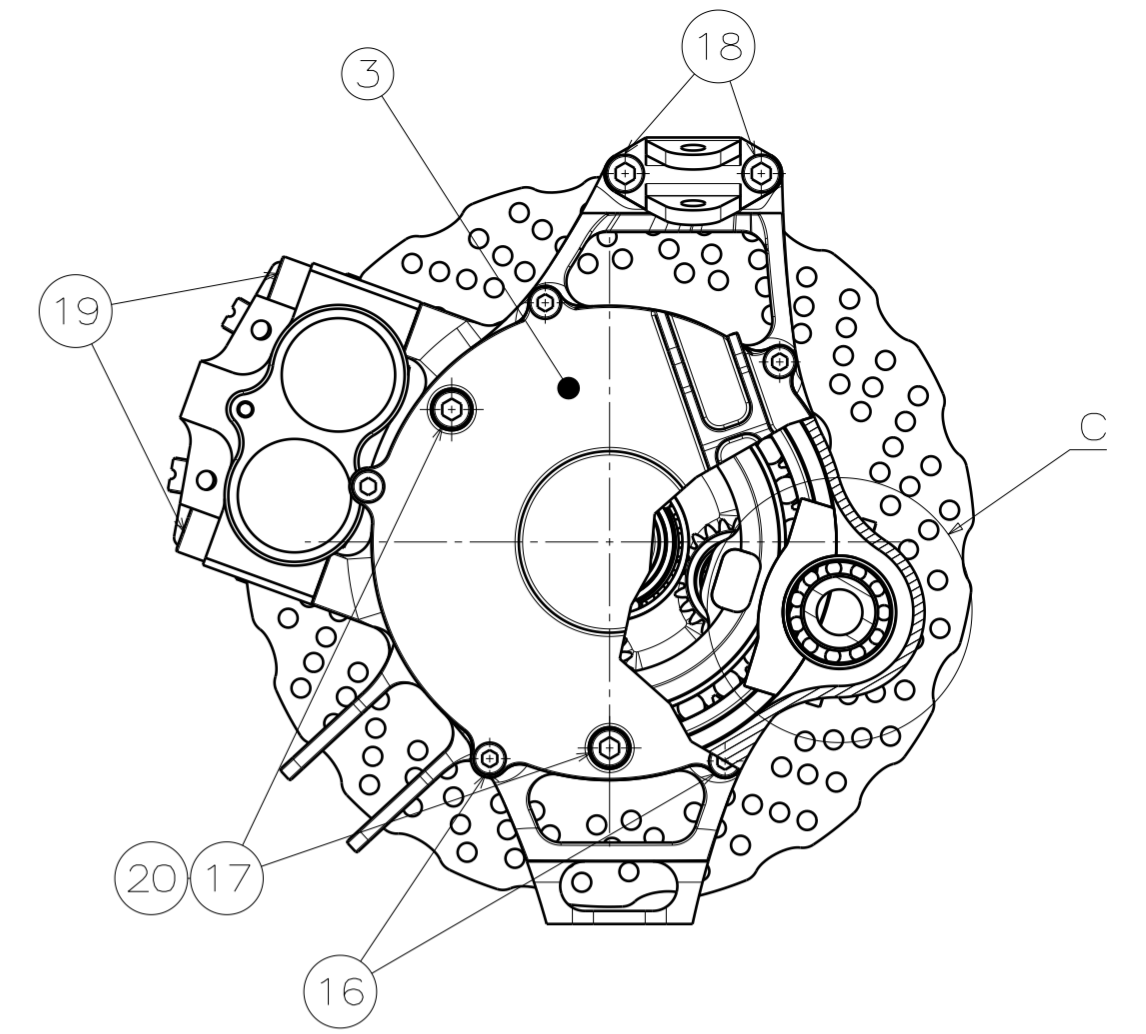
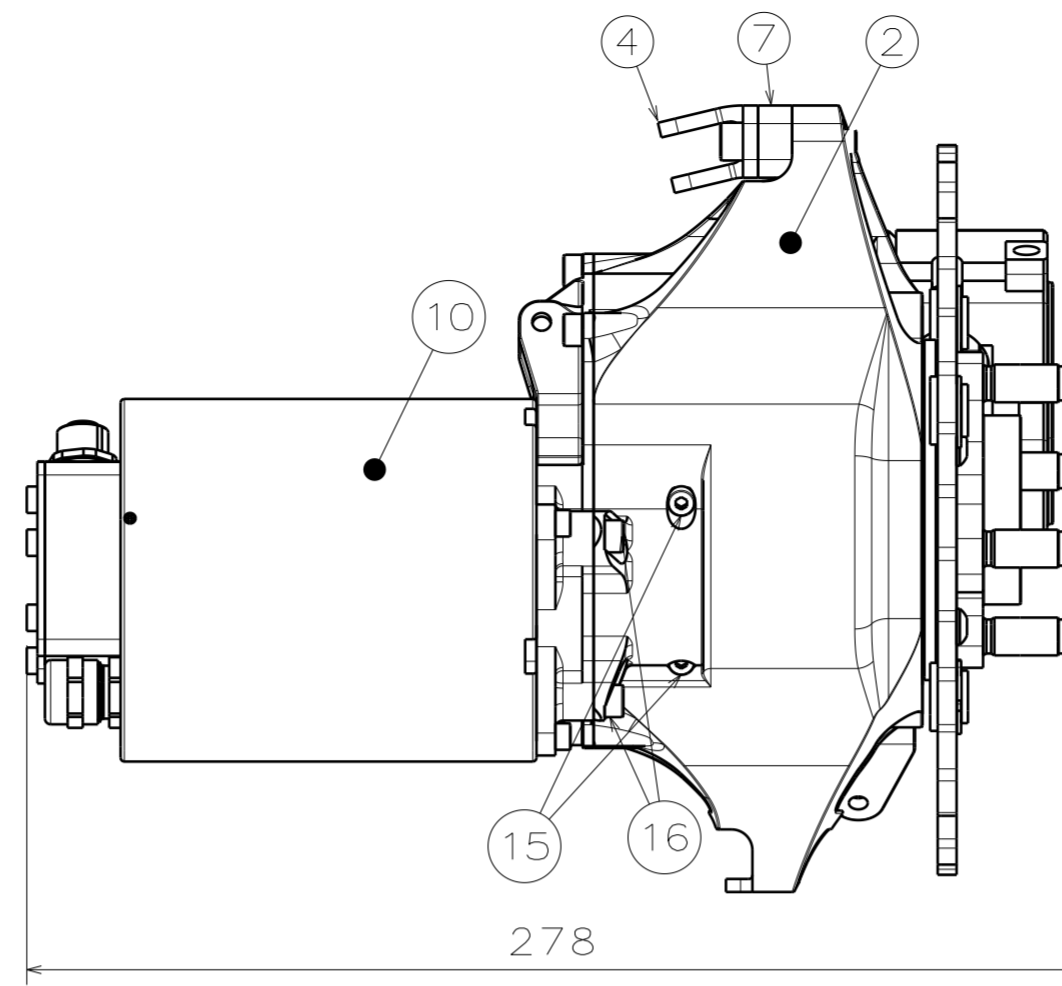
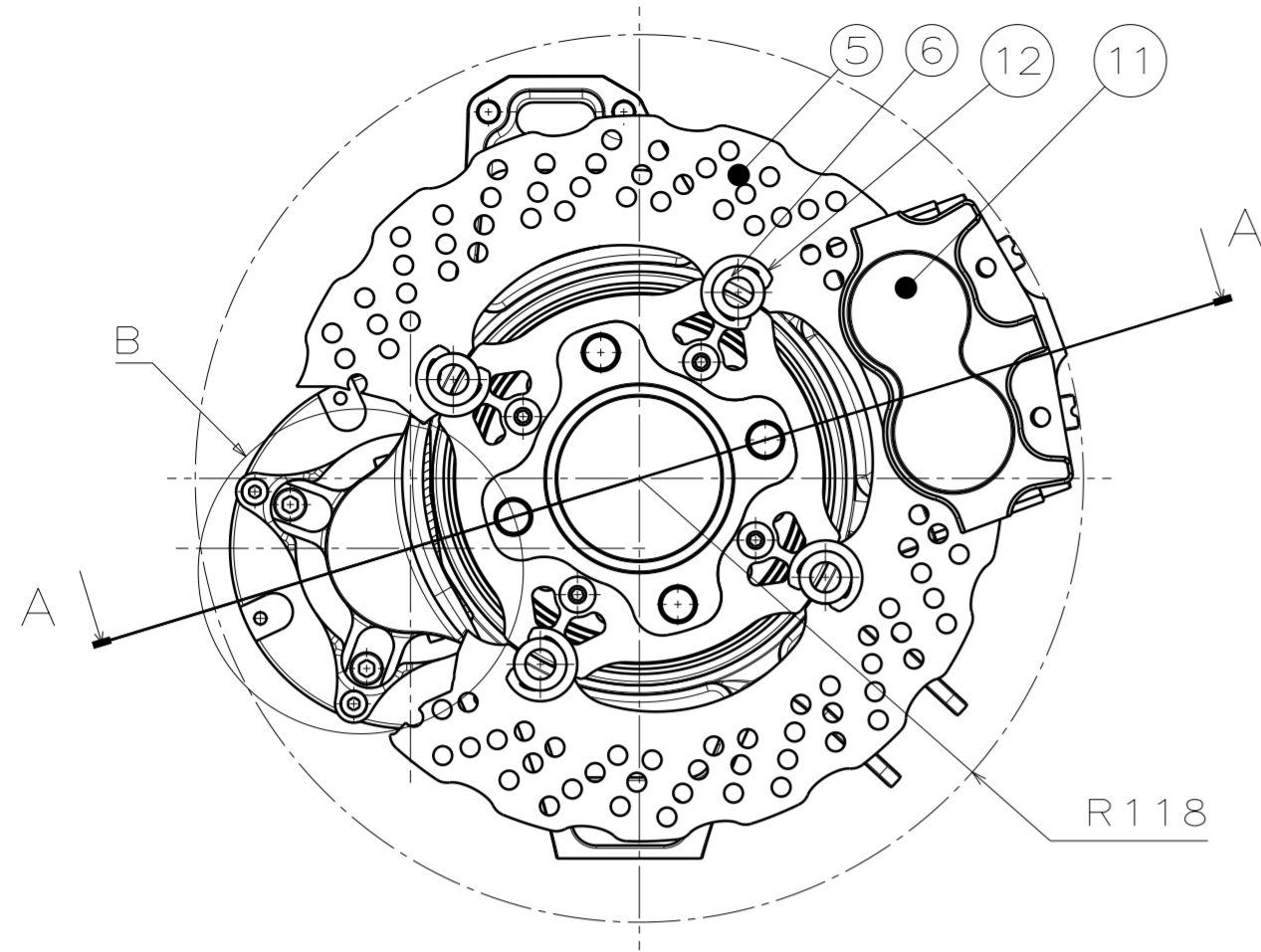
In the event that the same gear motor is used, the further development should higher gear ratios, trying to use the less conservative safety factors for the gears, and thus providing an opportunity to have a higher gear ratio within same sized casing. One might try designing solutions with different gear arrangements, thus reducing the shaft deformations, though in such case the compromise with the suspension kinematics is required.

Taking into the account the short design period, lack of know-how concerning gear design, the result obtained within the given time can be assessed as very good. The final solution conforms with the established goals.

KASUTATUD KIRJANDUS

- [1] AMK Arnold Müller GmbH Co. KG, „AMK DD5-14-xxW-19000V,“ 2014.
- [2] R. Karri, 2015, p. 52.
- [3] D. P. Townsend, Dudley's gear handbook second edition, New York: MacGraw-Hill, Inc., 1992.
- [4] SKF Group, *General Catalogue*, 2008.
- [5] Uddeholm, „Impax Supreme,“ [Võrgumaterjal]. Available: http://www.uddeholm.se/english/files/impax_supreme-english.pdf. [Kasutatud 28.12.2015].
- [6] E. Riives, *Hammasülekanded tugevusarvutus*, Tallinn: Valgus, 1987.
- [7] Klüber Lubrication München KG, „Klübersynth GH 6 Oils,“ nr 06.00, p. 8.
- [8] R. Bosch, „Automotive handbook 7th edition,“ Society of automotive engineers, 2007, p. 1192.
- [9] J. Oleitšuk, „Formula student võistlusauto FEST12 vedrustuse komponentide projekteerimine ja analüüs,“ 2012, p. 91.
- [10] M. Yan ja P. Yu, „An Overview of Densification, Microstructure and Mechanical Property of Additively Manufactured Ti-6Al-4V -,“ nr <http://cdn.intechopen.com/pdfs-wm/47735.pdf>.
- [11] „Revolve NTNU facebook,“ [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.facebook.com/RevolveNTNU/>.
- [12] „AMZ Akademischer Motorsportverein Zürich,“ [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.facebook.com/amzracing/>.
- [13] Uddeholm, „Alumec89,“ [Võrgumaterjal]. Available: <http://www.uddeholm.se/english/files/alumec-english.pdf>. [Kasutatud 27.11.2015].
- [14] U. Fischer, R. Gomeringer, M. Heinzler, R. Kilgus, F. Näher, S. Oesterle, H. Paetzold ja A. Stephan, *Mehaanikainseneri käsiraamat*, Tallinn: TTÜ Kirjastus, 2012.

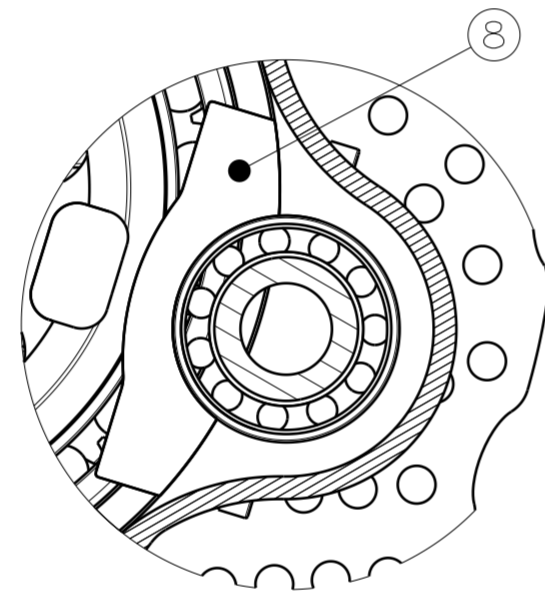
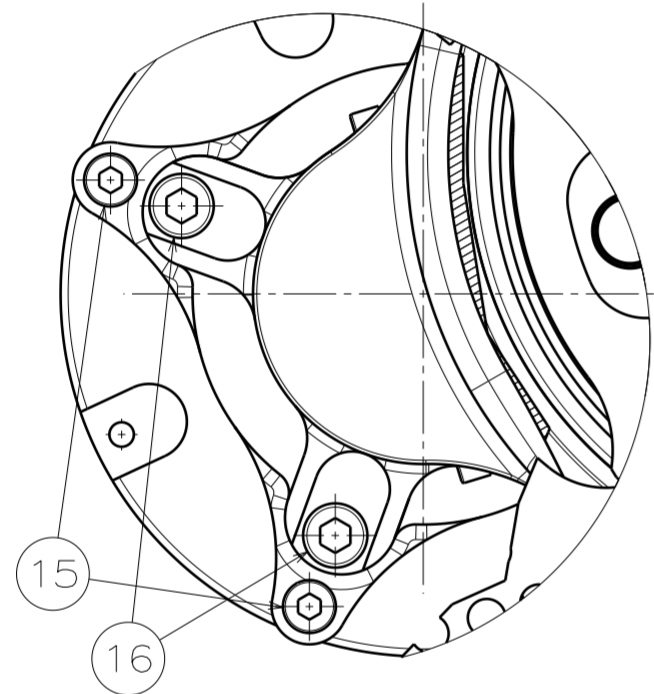
LISAD



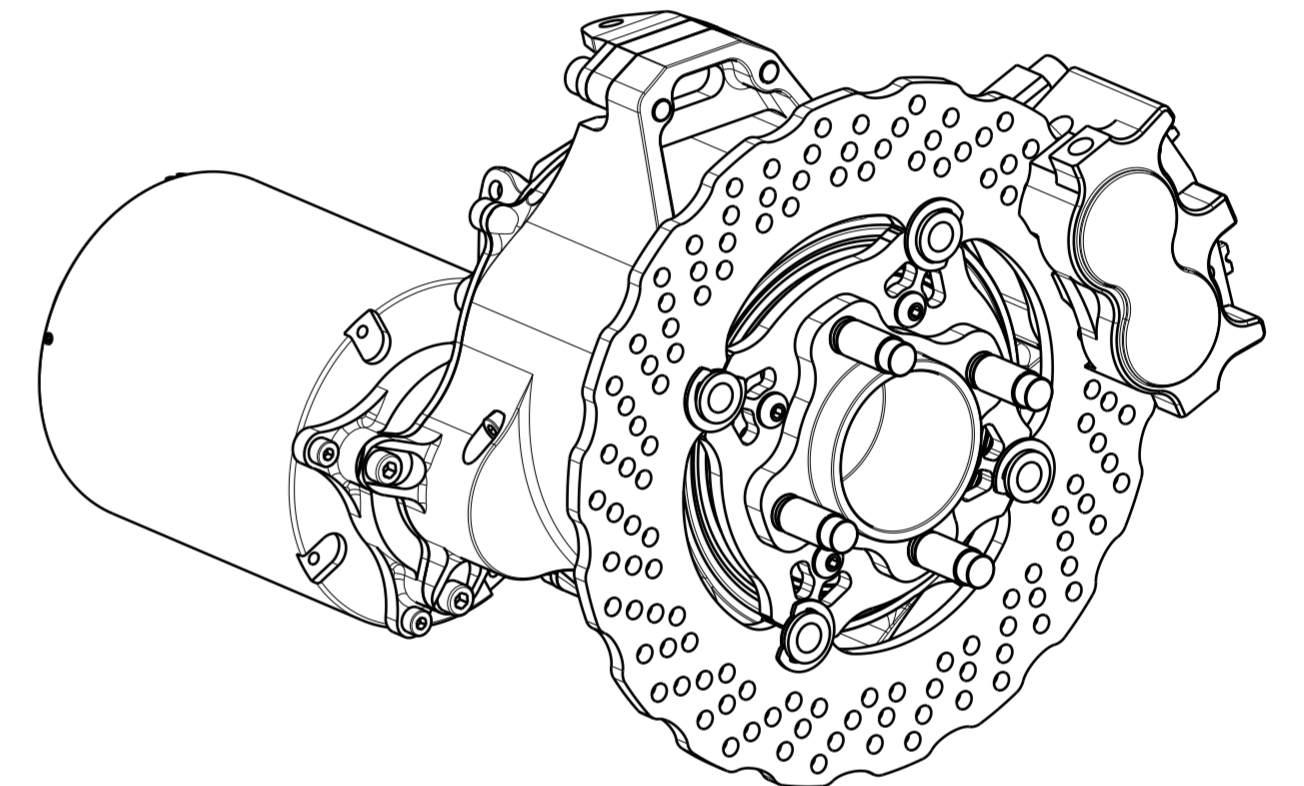
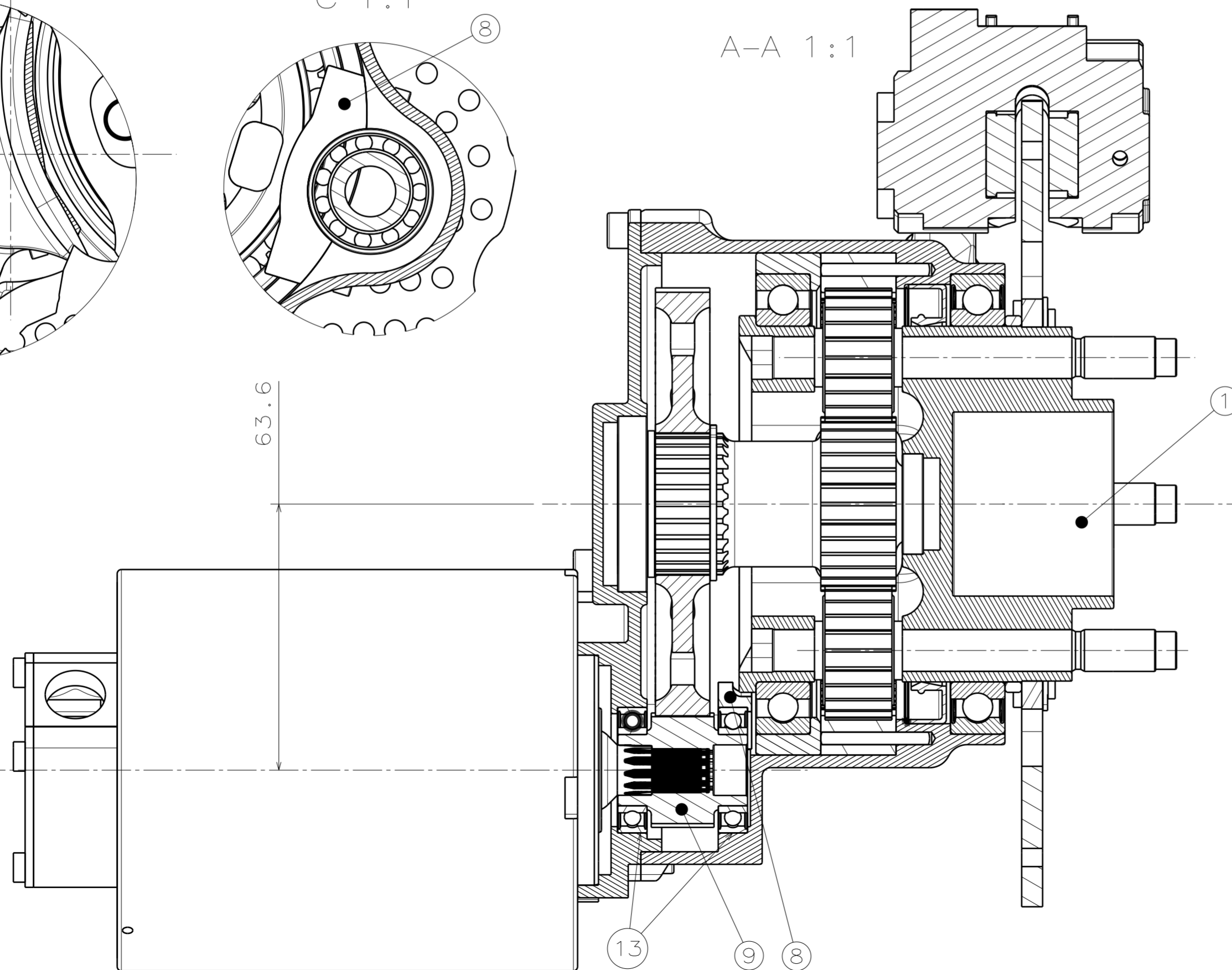
B 1:1

C 1:1

A-A 1:1

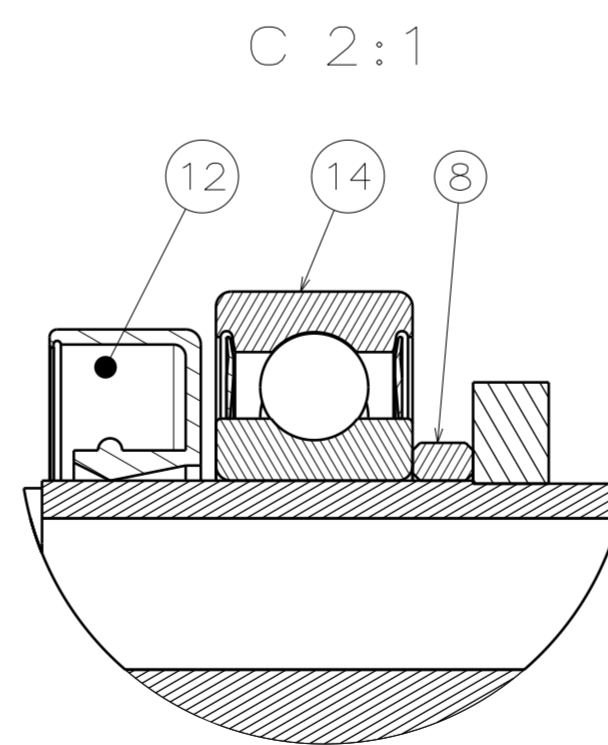
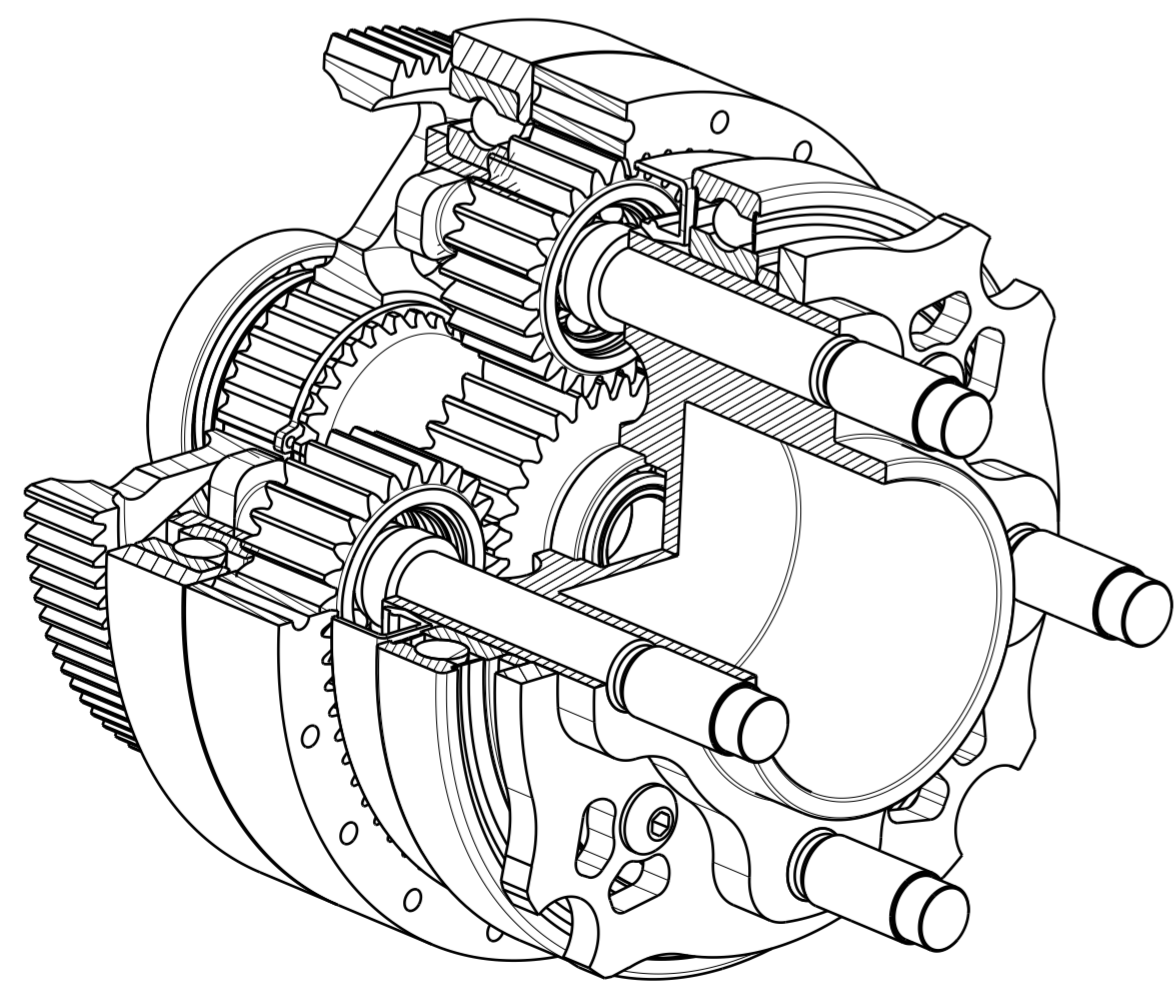
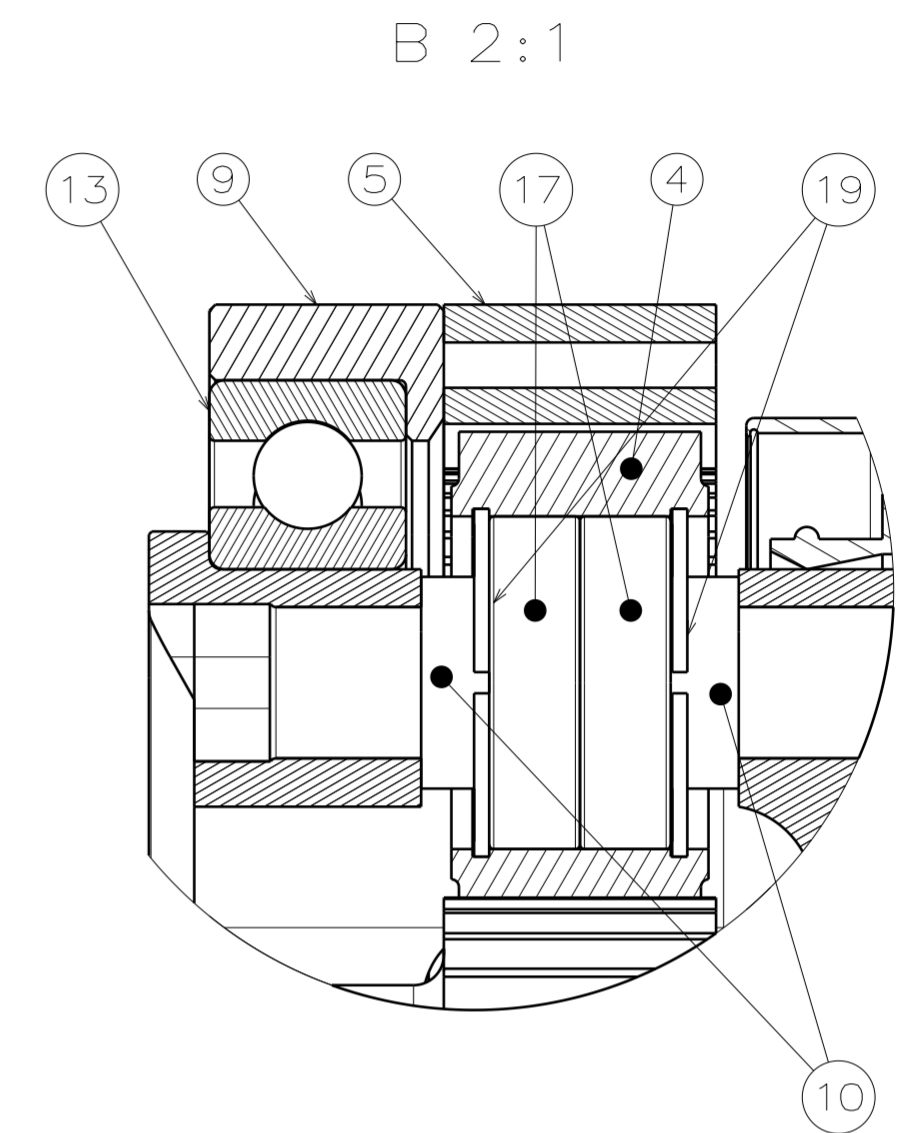
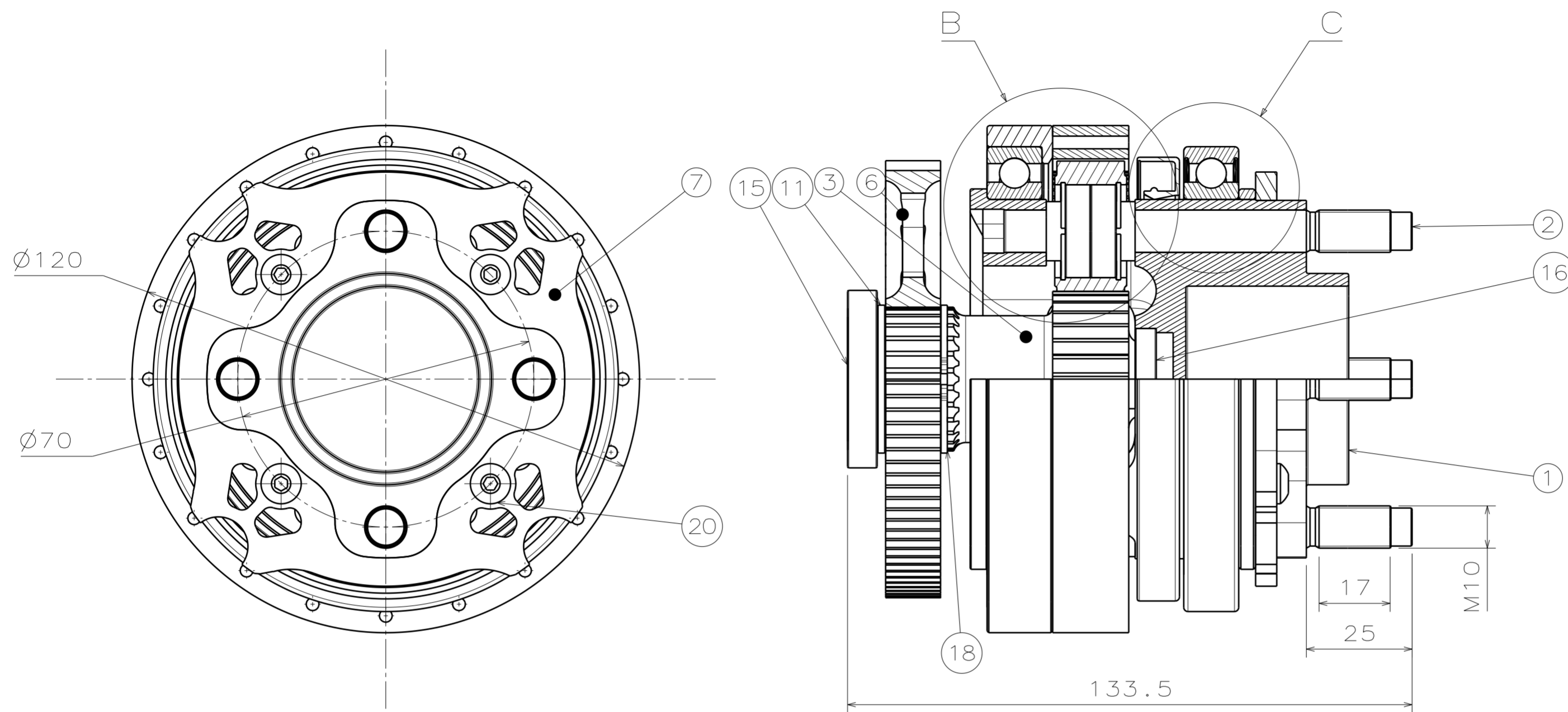


63.6



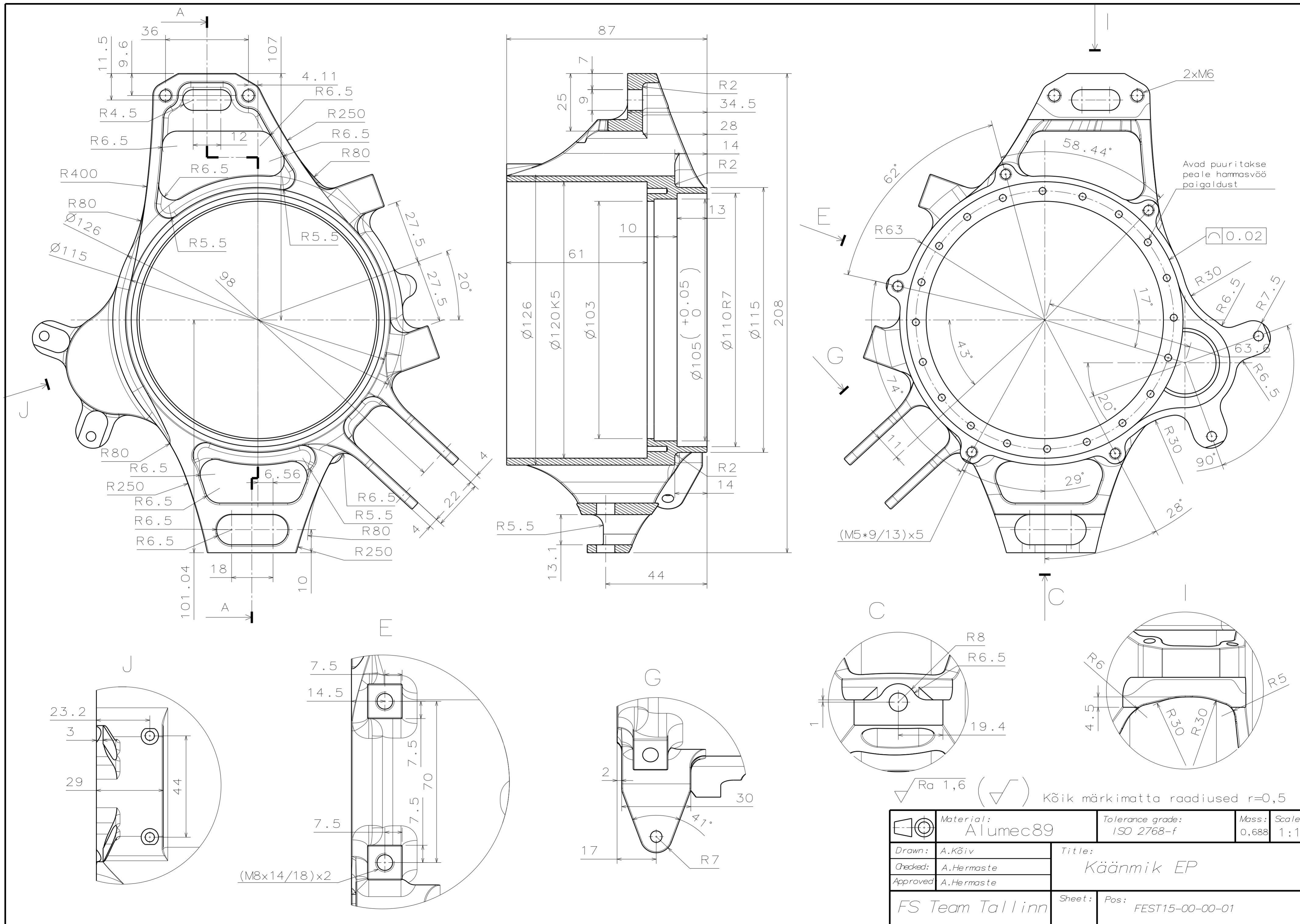
20	DIN 125 - 6 Vask		2	
19	DIN 912 M8x45 12.9		2	
18	DIN 912 M6x30 12.9		2	
17	DIN 912 M6x10 8.8		2	
16	DIN 912 M5x12 8.8		7	
15	DIN 912 M4x14 8.8		6	
14	DIN 6325 d=3, l=26		20	
13	SKF 61903 C4		2	
12	DIN 471-12		4	
11	ISR 22-048-0B		1	
10	AMK DD5-14-xxW-19000V		1	
9	Esimese astme vedav hammasratas		1	
8	Esimese astme laagri klanber		1	
7	Rattakalde seibid		1	
6	Piduriketia püksid		4	
5	Piduriketia		1	
4	Ülemise hoova kinnitus		1	
3	Käänmiku kaas EP	FEST15-00-00-02	1	
2	Käänmik EP	FEST15-00-00-01	1	
1	Rummu koost	FEST15-00-01-00	1	
Osa	Väli	Nimetus	Tähis	Hulk Märkus

	Material: NA	Tolerance grade: NA	Mass: 7,51	Scale: 1:2
Drawn:	A.Kõiv	Title: Käänmik koost EP		
Checked:	A.Hermaste			
Approved:	A.Hermaste			
FS Team Tallinn		Sheet:	Pos: FEST15-00-00	

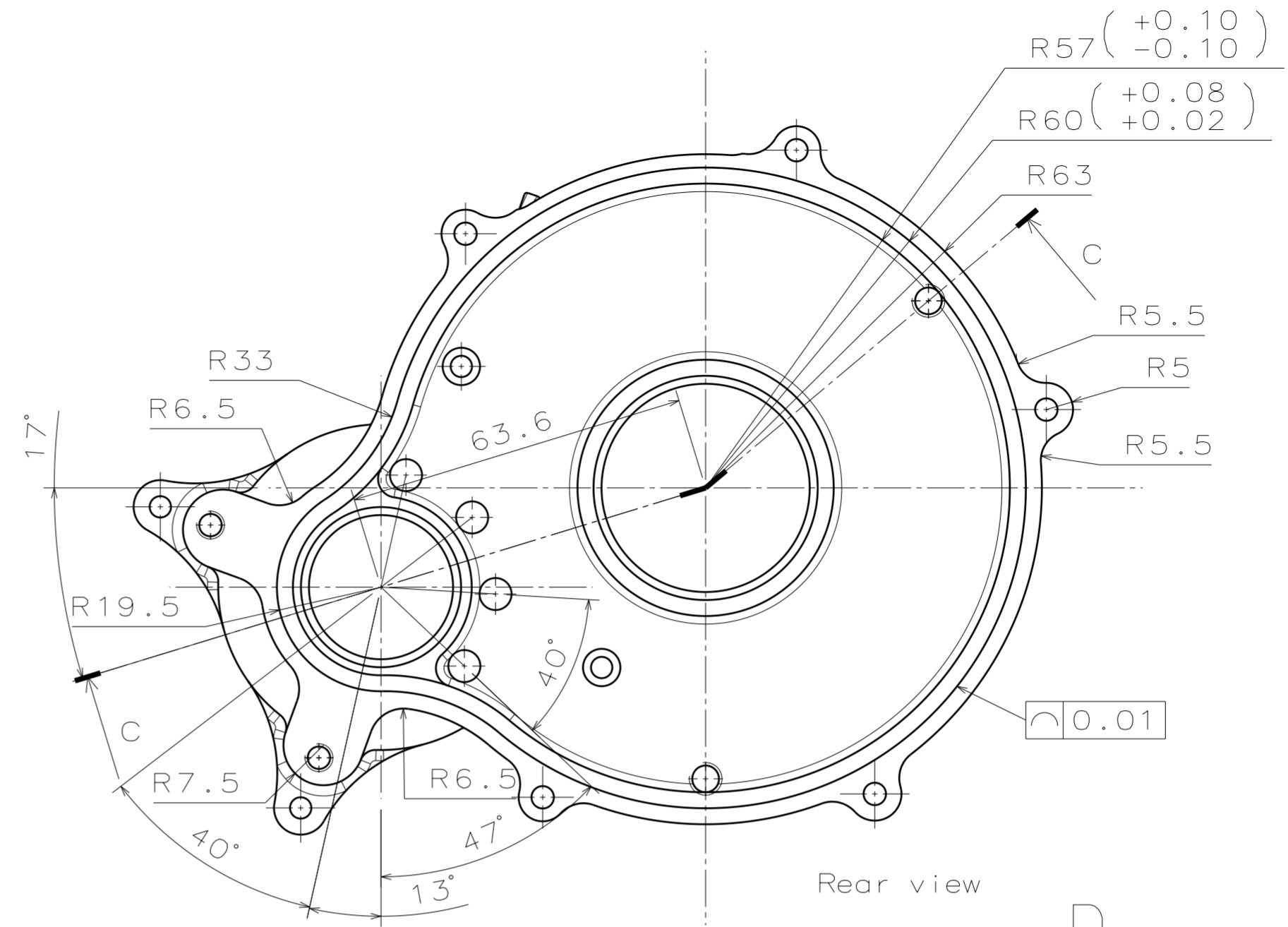
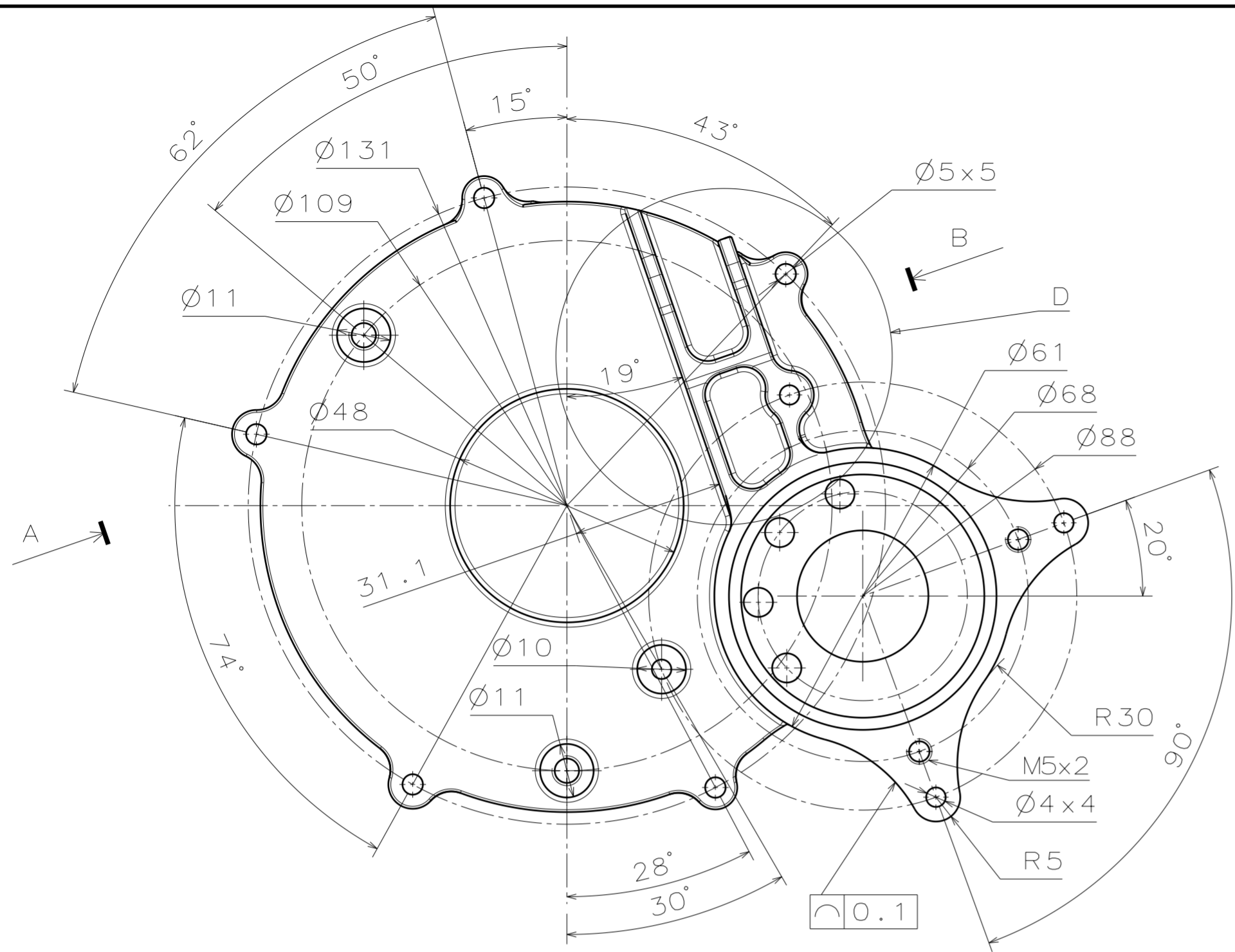


20	ISO 7380 M5x20		4	
19	DIN 472 d=22		8	
18	DIN 412 D=32		1	
17	SKF 61900 C2		8	
16	SKF 61802 C4		1	
15	SKF 61806 C4H		1	
14	SKF 61817 C4 RSZ		1	
13	SKF 61817 C4		1	
12	Kaelustihend CRW1 R 85•100•10		1	
11	Päikese distantspuks		1	
10	Planeedi distantspuks		8	
9	Seesmine laagri tugivõru		1	
8	Välimine laagri tugivõru		1	
7	Pidurketta adapter		1	
6	Esimese astme veetav hammasratas		1	
5	Hammasvöö		1	
4	Planeethammasratas		4	
3	Keskhammasratas		1	
2	Ratta polt		4	
1	Ratta rumm	FEST15-00-01-01	1	
Osa	Väli	Nimetus	Tähis	Hulk Märkus

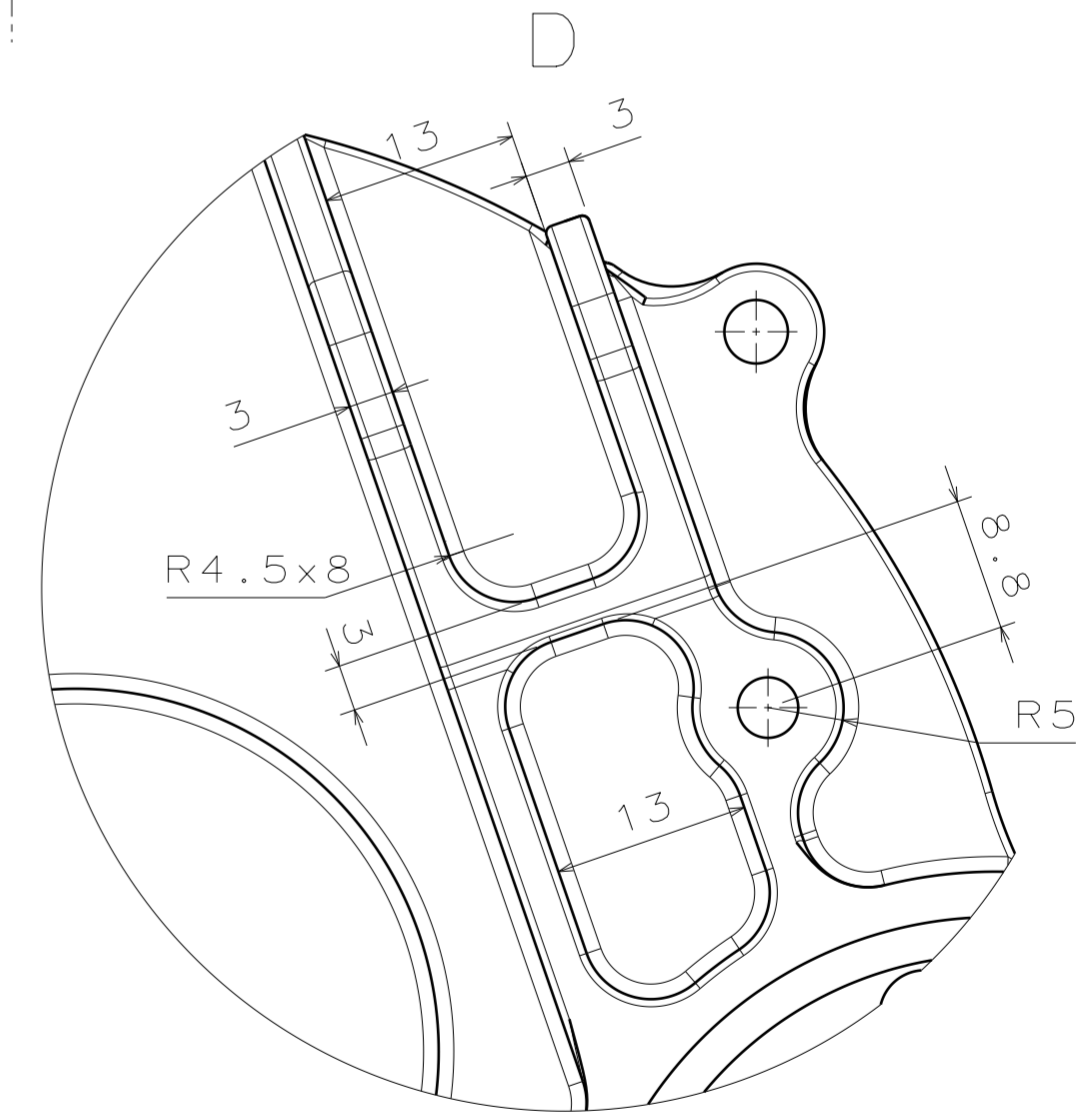
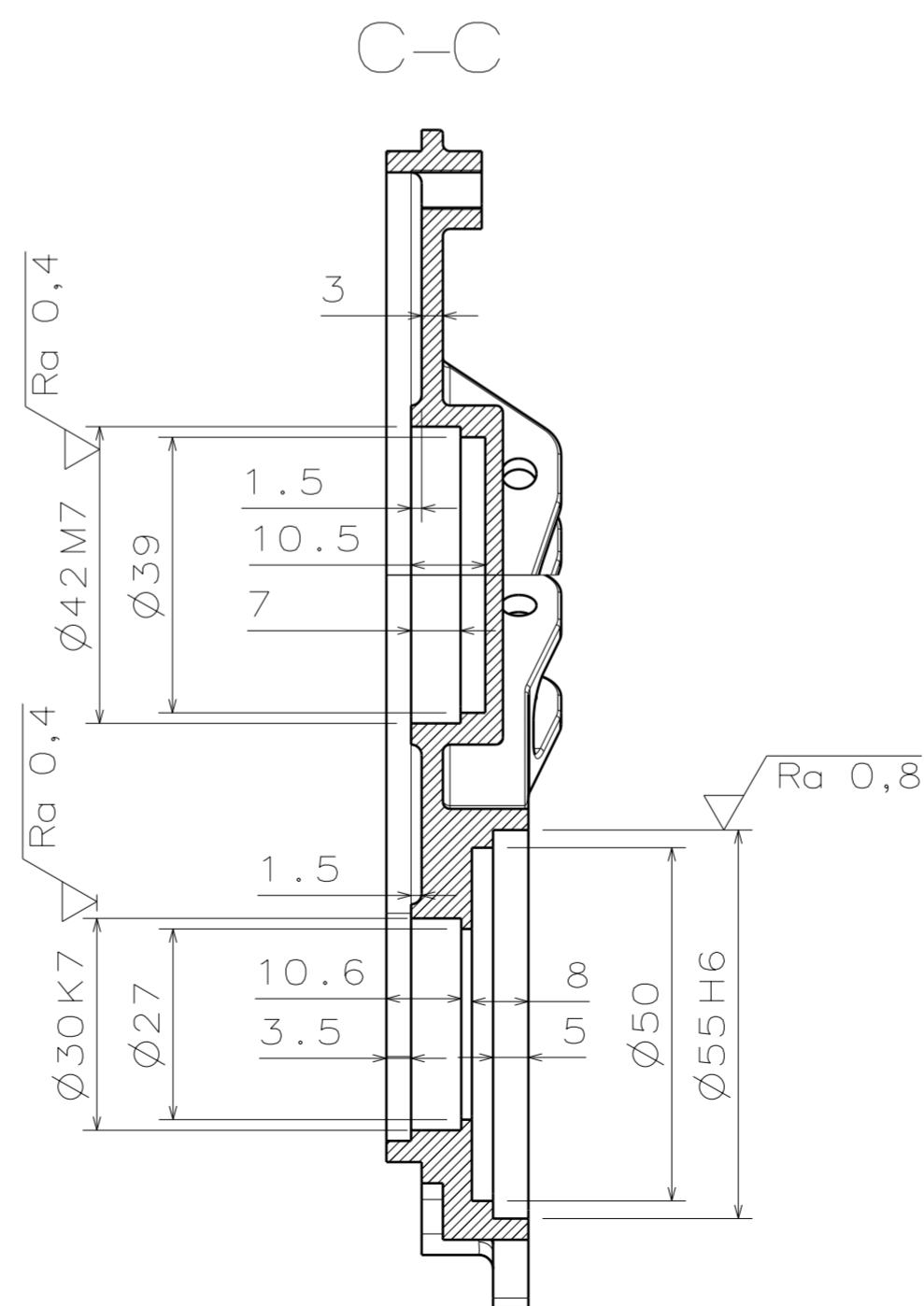
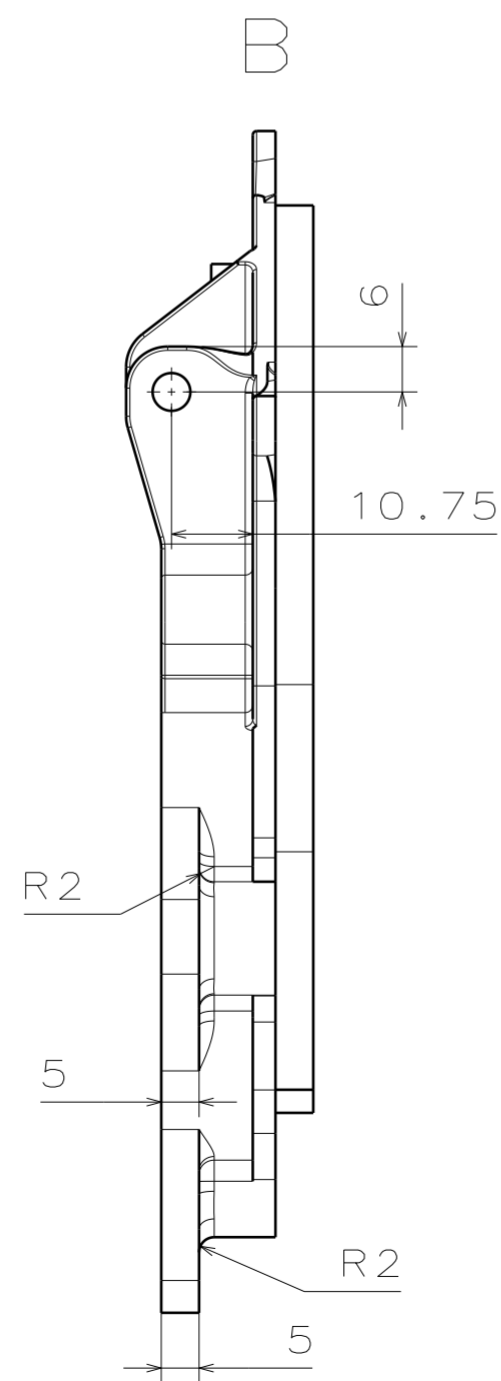
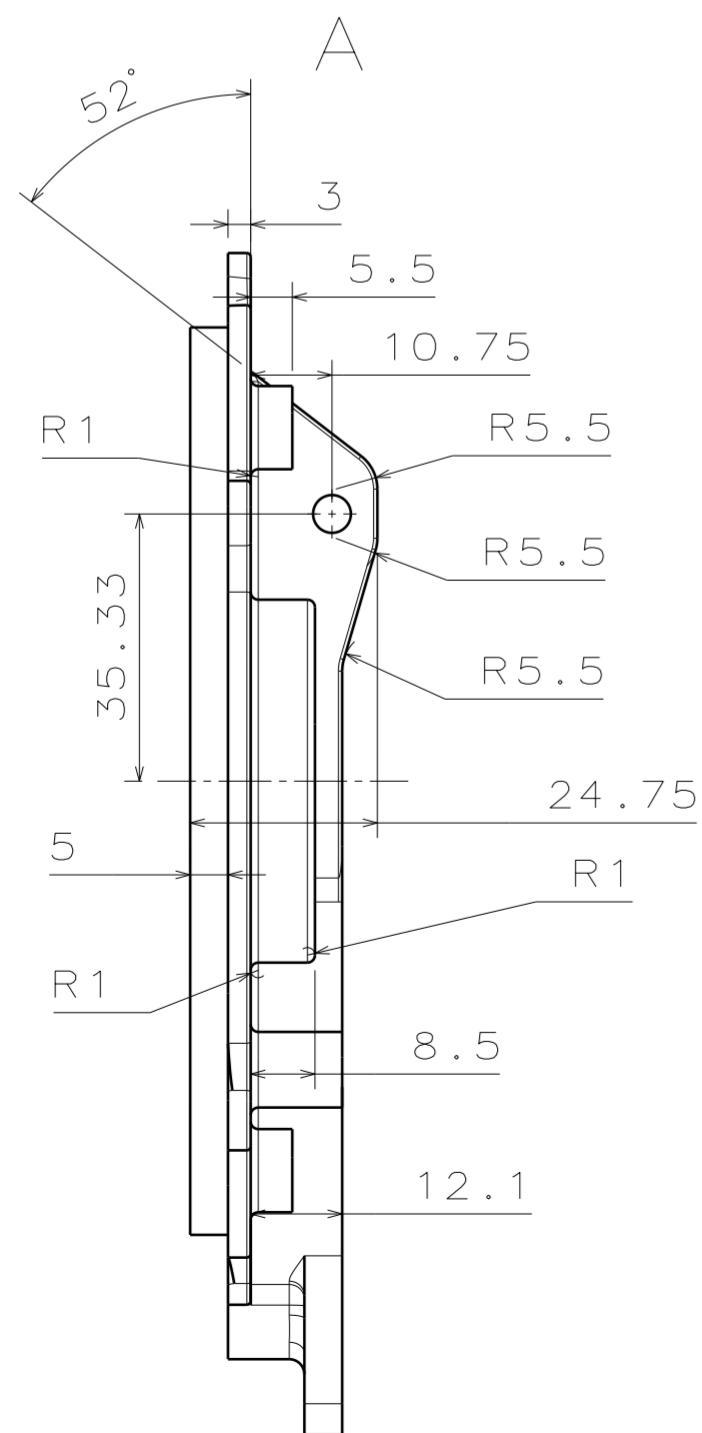
	Material:	Tolerance grade:	Mass:	Scale:
Drawn:	A.Kõiv	Title:	Rummukoost	
Checked:	A.Hermaste			
Approved:	A.Hermaste			
FS Team Tallinn		Sheet:	Pos: FEST15-00-01-01	



	Material:	Alumec89	Tolerance grade:	ISO 2768-f	Mass:	0,688	Scale:	1:1
	Drawn:	A.Kõiv	Title: Käänmik EP					
	Checked:	A.Hermaste						
Approved:	A.Hermaste	Sheet:	Pos: FEST15-00-00-01					
FS Team Tallinn								

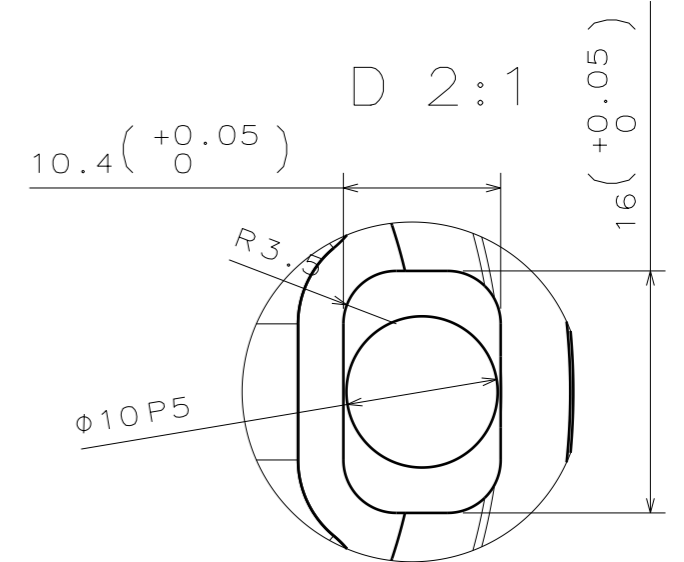
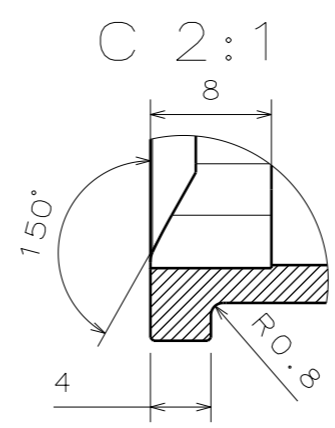
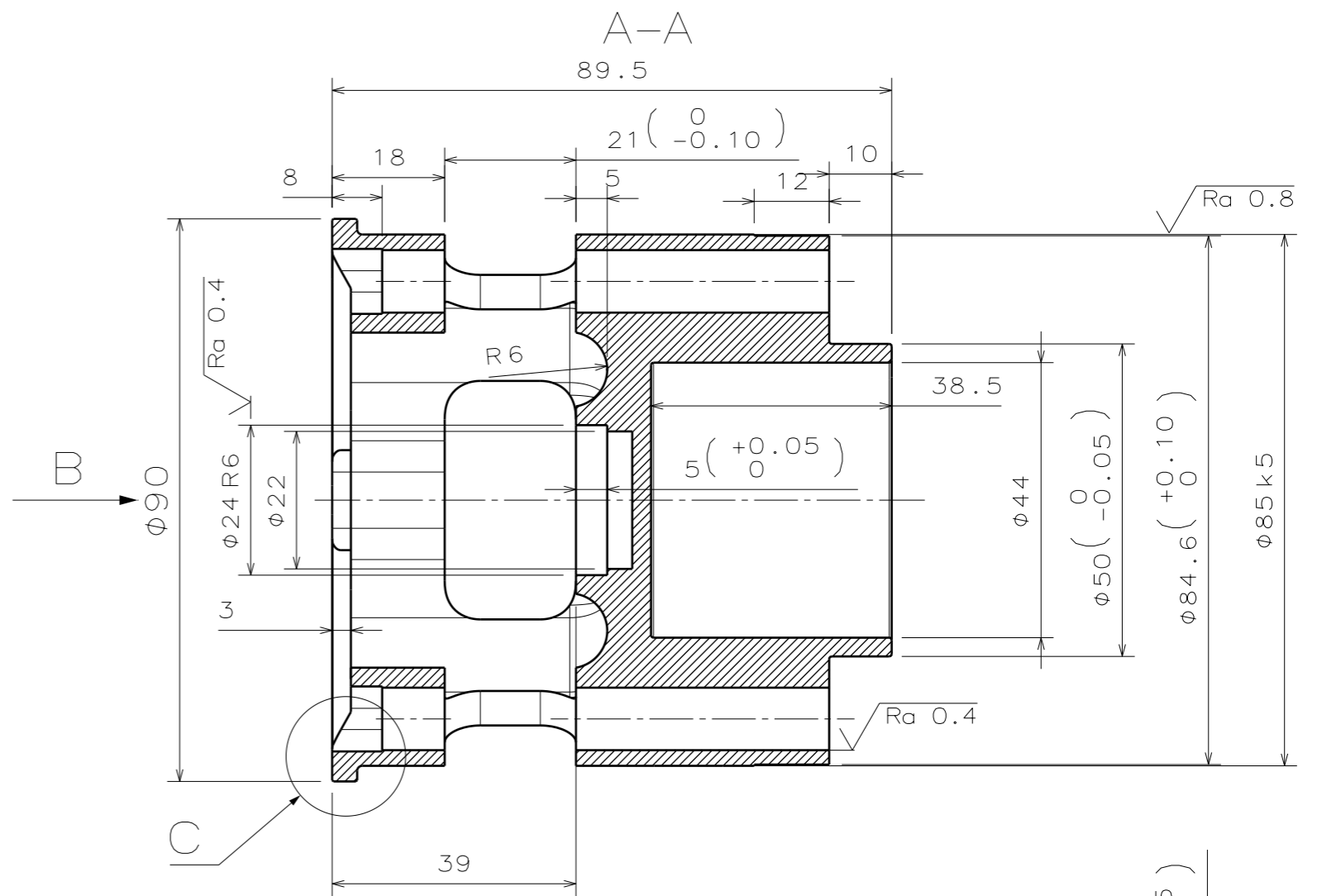
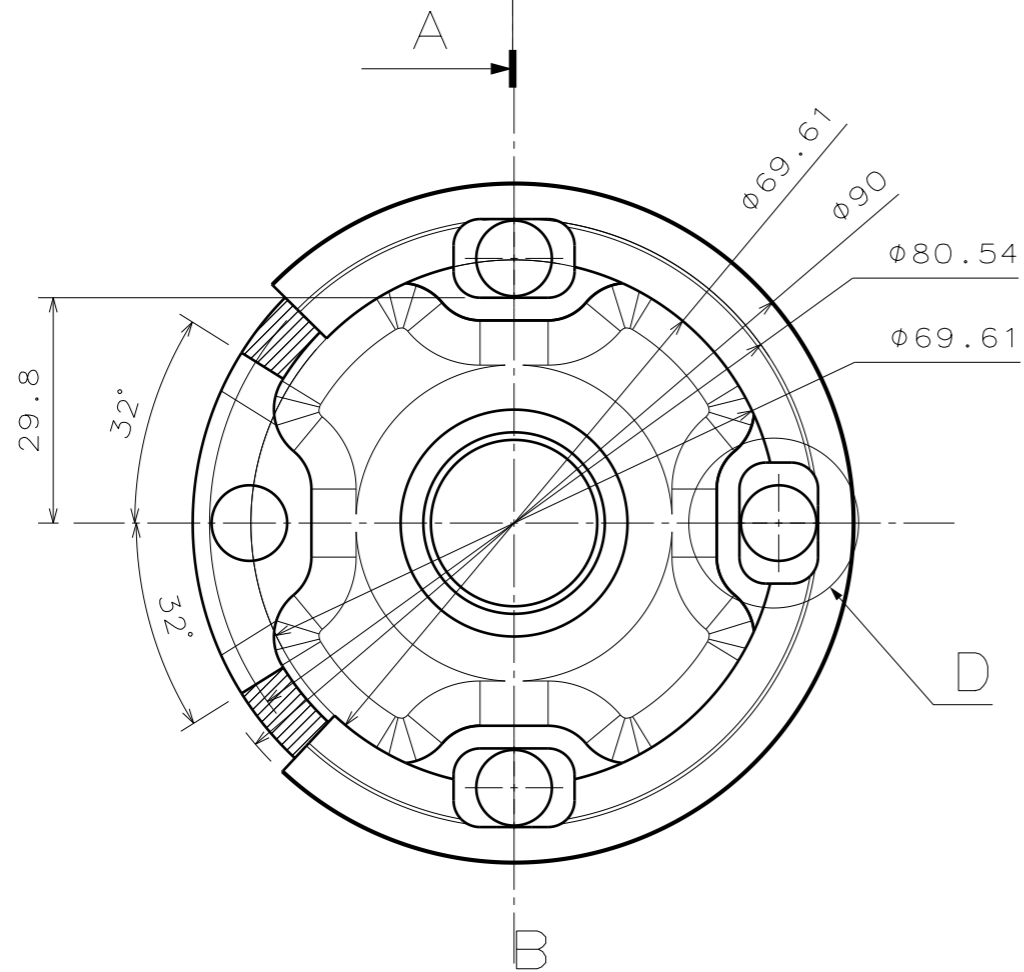
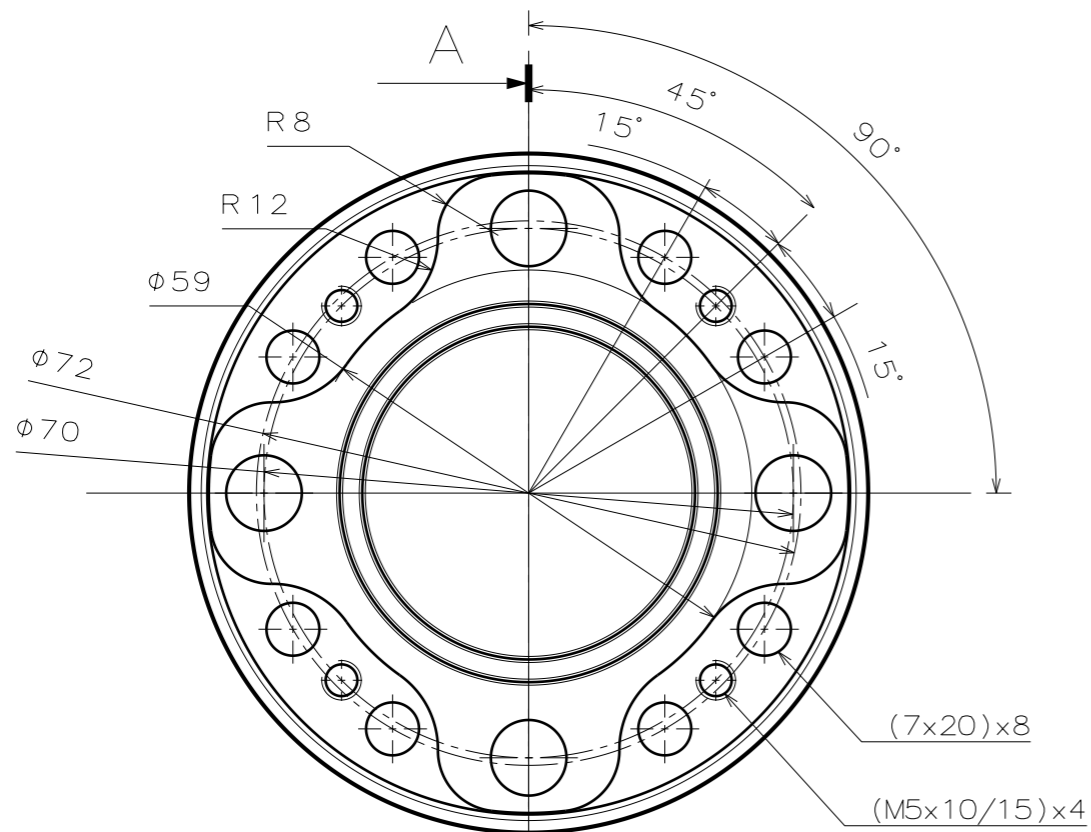


Rear view



$\sqrt{Ra\ 1,6}$ (✓) Kõik märkimatta radiused $R=0,5$

	Material: Alumeec 89	Tolerance grade: ISO 2768-f	Mass: 0,214	Scale: 1:1
	Drawn: A.Kõiv	Title: Käänmiku kaas		
	Checked: A.Hermaste			
Approved: A.Hermaste	FS Team Tallinn		Sheet:	Pos: FEST15-00-00-02



$\sqrt{Ra\ 1,6}$ ()

Kõik märkimatta raadiused R=0.4
Kõik märkimatta faasid 0.4*45

	Material:	Alumec 89	Tolerance grade:	ISO 2768-f	Mass:	0,495	Scale:	1:1
	Drawn:	A.Kõiv	Title: <i>Rattarumm</i>					
Checked:	A.Hermaste							
Approved:		Sheet:	Pos: FEST15-00-01-03					
FS Team Tallinn								