



**Sergei Andronov**

**FEST13 ESIRATTA VELGEDE  
PROJEKTEERIMINE JA  
VALMISTAMINE**

LÕPUTÖÖ

Transporditeaduskond

Autotehnika eriala

Tallinn 2015

## SISUKORD

SISSEJUHATUS.....	4
1. VELJE ÜLDEHITUS .....	6
1.1. Velje tähistus .....	8
1.2. Kasutatavad materjalid ja tootmis meetoodika.....	11
2. PIIRANGUD .....	12
2.1. Reeglid.....	12
2.2. Ruumiline paigutus .....	13
3. VELJE PROJEKTEERIMINE .....	15
3.1. Jõudude arvutused .....	15
3.2. CATIA analüüsi meetoodika.....	20
3.3. Konkurentide lahendused .....	22
3.4. FEST12 velje analüüs .....	24
3.5. Materjalivalik FEST13 ratta jaoks.....	27
3.6. Velje tsentri ja põiaosa kinnituskonstruktsiooni valik.....	29
3.7. Kodarate kujundamine.....	32
3.7.1. I etapp.....	33
3.7.2. II etapp.....	35
3.7.3. III etapp .....	38
4. TOOTMINE .....	43
KOKKUVÕTE.....	44
SUMMARY .....	45
VIIDATUD ALLIKAD.....	46
Lisa 1 .....	47

## SISSEJUHATUS

Ratas on tulnud inimeste igapäeva ellu ligi 5000 aastat tagasi ja on sellest ajast olnud kõikide mehaaniliste masinate lahutamatu komponent, sealhulgas ka sõidukite veermikus. Ilma ratasteta, kuivõrd võimas mootor ka poleks, sõiduk ei liiguks, sest kogu mootori toodetud energia kandub teekattele läbi rataste. Aastate vältel on sõiduki ratas läbinud mitmeid muudatusi ratta valmistamiseks kasutatavate materjalide ning konstruktsioonide osas. Tänapäeval koosneb sõiduki ratas üldjuhul rehvist ning veljest. Sõiduki dünaamiliste omaduste avaldumine sõltub paljuski sellest kuivõrd hea on ratta ja teekatte omavaheline haarduvus ning siinkohal on tähtis roll rehvidel, mille arendamisega tegeletakse eraldi. Velje ülesandeks on aga võimsuse üle kandmine ratta rummust rehvi randile, säilitades seejuures konstruktsiooni jäikuse ning ratta hermeetilisuse. Velje tähtsaimad projekteerimistingimused on: vastupidavus, kindel ratta kinnitus, korrosioonikindlus, väike kaal, tõrgeteta rehvi paigaldus ning sobivus, atraktiivne välimus [1]. Nendele lisanduvad karmid standardide nõuded ning mahukad turvalisuse katsed, et saata veljemudel masstootmisele. Eelmainitud projekteerimistingimused on pigem tänapäevaste sõidukitele. Võidusõiduspordis on tähtsad just velje mass, hea pidurite ventileeritavus ning kõrgete temperatuuride taluvus.

Käesolevas töös uuritakse velje projekteerimise ning valmistamise erinevaid etappe Formula Student võidusõiduautodele. Formula Student on peamiselt tehnikateaduste tudengitele suunatud tootearendusvõistlus. Tootearendusvõistlus Formula Student kujutab endast väikese üheistmelise vormelauto projekteerimist, ehitamist ja hiljem auto tutvustamist, sellega erinevate katsete läbimist ning võidusõitmist ringrajal. Projektis osalemine annab tudengile reaalse kogemuse auto projekteerimises ja valmistamises ning tutvustab noorele insenerile autotööstuse majanduslikku poolt.

Võistlus jaguneb kahte osasse – staatiline ning dünaamiline osa. Mõlemad võistluse osad jagunevad omakorda võistluselementideks, iga elemendi eest antakse eraldi punkte.

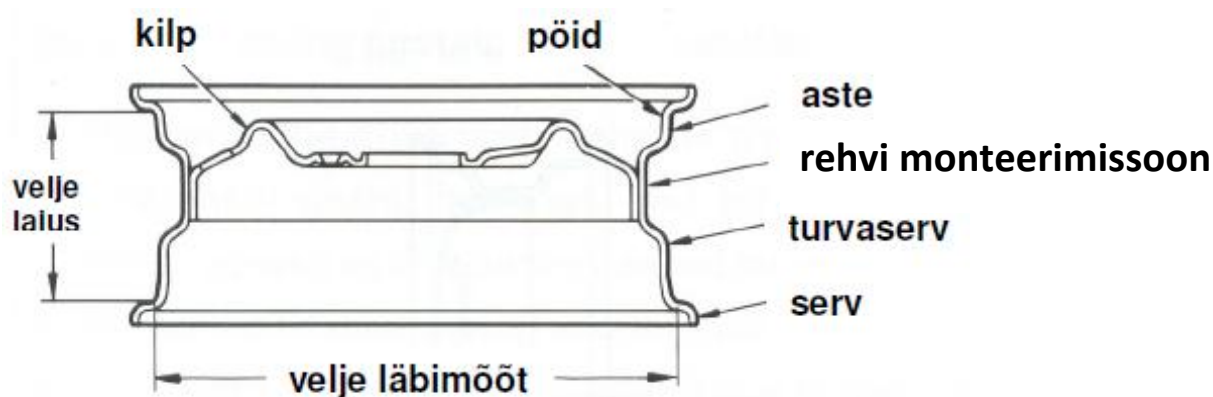
Suurem osa võistlusel saadavatest punktidest tulevad dünaamilistest katsetest – maksimaalselt 675 punkti 1000-st. Sellest omakorda suurema osa juures mängib olulist rolli sõiduki juhitavus ja kurvisuutlikkus. Seega ei saa Formula SAE tüüpi võistluauto juures veermiku poolt kuidagi alahinnata.

Eelpool öeldust tulenevalt on käesoleva lõputöö **põhieesmärgiks** konstrueerida ning valmistada nõuetele vastavad esiveljed tuginedes jõudude arvutusele, tugevusanalüüsile ning varasemalt saadud meeskonna kogemusele. Selleks püstitab autor alljärgnevad **uurimisülesanded**:

- Anda ülevaade erinevatest kasutatavatest lahendustest
- Valida sobiv konstruktsioon ning valmistamismeetod
- Arvutada dünaamilised jõud, mis mõjuvad rattale
- Rakendada jõud velje mudelile – koostada jõusidemete skeem
- Viia sisse konstruktsioonilised parandused vastavalt tugevusanalüüsile

# 1. VELJE ÜLDEHITUS

Velje põhiosadeks on pöid ja kilp. Rehvi kinnitub velje pöiale. Ratta kinnituse tagab velje kilbi ja rummu vaheline poltliide. Vagu ehk nn monteerimis tsoon mängib olulist rolli rehvi monteerimisel veljele. Velje põhiosad on esitatud seel 1.



Sele 1. Velje põhiosad [2]

Osandatavatel velgedel kilbiosa kinnitub pöiale poltidega ning valatud/sepistatud velgedel on kilbi asemel velje kodarad, mida enam ei loeta eraldi osaks.

Maailmas on kasutusel mitmeid erinevaid veljetüüpe. Veljed võib jaotada konstruktsiooni ning materjali järgi. Tavaliselt see sõltub otstarbest, kuid ka ilusast välimusest. Kõige odavam ja tugevam on tavaline plekkvelg. See on laialt levinud sõiduaudodel. Selle eeliseks on odavus ning kulumiskindlus ja tugevus. Löögi puhul materjal deformeerub elastselt ning võimaldab pärast velge taastada juhul kui mõlk tuleb sisse. Aga tugevuse eest makstakse kaaluga ning välimusega. Terasel puhul on materjali tihedus on keskmiselt  $7800 \text{ kg/m}^3$  kohta. Terasvelje kaal sõltub suurusest, kuid on tänavasõidu audodel diameetriga 15 tolli ning 7 tolli laiusega kaalub umbes 9kg. Isegi nii suure kaalu puhul kasutatakse neid ka tänapäeval autospordis. NASCAR võidusõiduseerias kasutatav terasvelg - 15 tollise diameetriga ning  $9 \frac{1}{2}$  tollise laiusega kaalub 12kg.

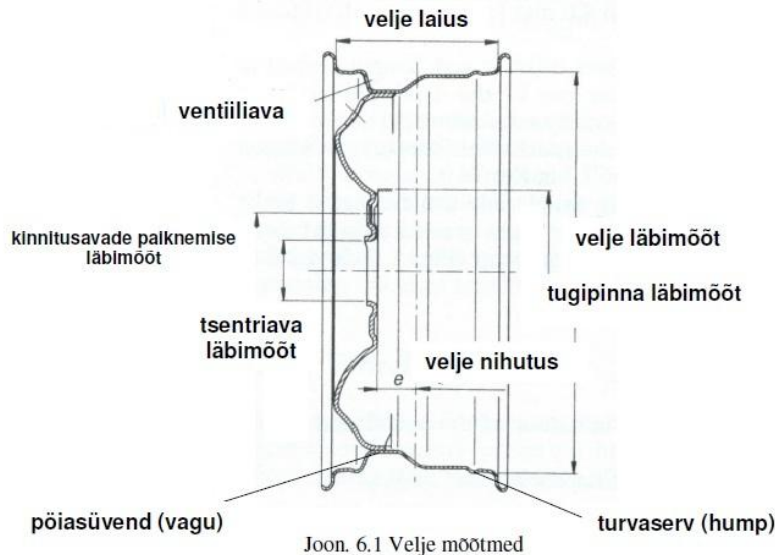
Järgmisena tulevad kergemad valuveljed. Need on valatud alumiiniumsulamist ning on plekkveljest kergemad - mass on ~30% võrra väiksem. Selle füüsilised omadused sõltuvad sulami kvaliteedist, aga üldiselt nad on oma struktuuri poolest suhteliselt haprad. Seinad nii kodarates kui ka pöia osas on paksemad. Aga just oma hapruse tõttu neid autospordis ei kasutata ja kaalu poolest nad ei ole eriti kerged. Valuvelgesid enamasti kasutatakse sõiduautodel. Nad parendavad tunduvalt auto välimust ning suhteliselt vähendavad koormust vedrustusele. Tootmises jääke põhimõtteliselt ei tekitata, seetõttu on need odavamad kui sepistatud veljed.

Kergesulamist velgede hulka kuuluvad ka sepistatud veljed. Nende valmistamine nõuab keerulisemaid masinaid, suuremat energiakulu ning suurem osa materjalist läheb jäägiks, millest tuleneb ka nende kõrge hind. Sepistatud velgede füüsilised omadused on tunduvalt paremad kui eelpool mainitud veljetüüpidel ning kaal on veel madalam valuvelgedest. Löögi puhul nad deformeeruvad ohutult ning ei pragune. See on esmatähtis võidusõidus. Sepistatud metall võimaldab teha velje seinad ja kodarad õhemaks ning sellega muutub konstruktsioon tõhusamaks. Sepistatud velge enamasti kasutatakse võidusõiduspordis. Konstruktsiooni poolest jagunevad need samuti kolme gruppi. Esimene grupp on täisveljed. Esmalt antakse alumiiniumist toorikule velje kuju. Velje kergendamiseks ning parema õhuliikuvise tagamiseks lõigatakse CNC freesimiskeskuses kodarad. Lõpuks keemilis-mehaanilise töötlemisega viimistletakse lõpp välimus. Sellist velgi kasutatakse LeMans ja DTM võidusõidu sarjades. Teiseks sepistatud velgede grupiks on kaheosalised osandatavad konstruktsioonid. Need koosnevad pöiast ning tsentriosast, mis on omavahel kinnitatud poldidega. Poldid on valmistatud titaaniumsulamist, et vältida korrosiooni teket. Kaheosaline konstruktsioon võimaldab kasutada erinevate kujuga kodaraid.

1970. aastatel arendati välja uus veljetüüp, mille eripäraks oli kolmest osast koosnev veljekonstruktsioon, kus kõik osad valmistatakse eraldi ning kinnitatakse poldidega kokku. Pöiaosa jaguneb sise- ja välisvõruks, kus igal võrul on oma laius. Veljele on võimalik kinnitada erinevate laiustega võrud, mis annab võimaluse muuta velje laiust ning velje nihet. Velje nihe on väga tähtis parameeter. Otseses sõltuvuses sellest on sõiduki rööbe, mis omakorda on üheks põhiliseks parameetriks vedrustuse projekteerimisel. Selline võte nagu nihke muutmise tuleb kasuks just üksiku võidusõiduauto ehitamisel. Formula Student on just selline võistlus. Samuti on võimalik projekteerida ka tsentriosa vastavalt ratta kinnitusavade arvule. Kolmeosaline konstruktsioon jagab velje lihtsamateks osadeks ning võimaldab kombineerida ostutoodet ja isevalmistatud detaile. Kaalu poolest on selline konstruktsioon eriti kerge.

## 1.1. Velje tähistus

Tavaliselt annavad tootjad velje mõõdud tollides. Velje üldmõõtmeteks on velje läbimõõt (vastab rehvi siseläbimõõdule) ja velje laius. Velje üldmõõtmed ja põia põhiosad on esitatud Sele 2.



### Sele 2. Velje parameetrid

Velje tähistuses on andmed velje konstruktsiooni, põia geomeetria, üldmõõtmete, valmistaja nime ja kaubamärgi kohta. Tüüpiliselt velje tähis on selline: 8 Jx10 H2 120x5 kus:

8 = velje laius tollides;

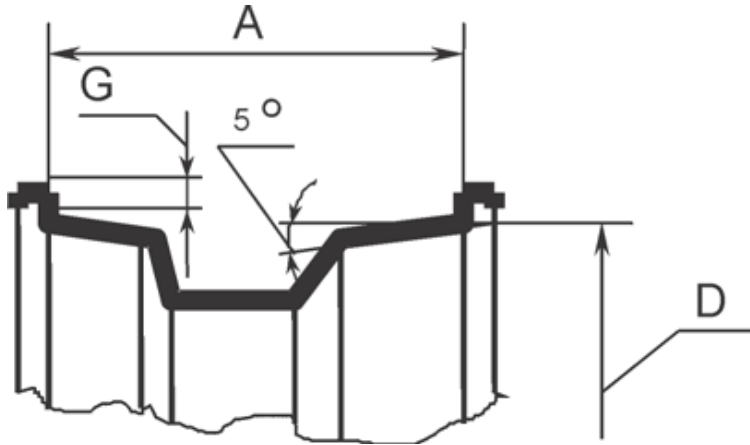
J = põia geomeetria standardtähis (põia ääre kõrgus 17,3 mm Sele 3.), kui põia geomeetria standardtähist tähistav täht puudub, on tegemist 15 kraadise kaldega veljeastmega lahendusega, mille põia ääre kõrgus on 12,7 mm (Sele 4);

x = süvapõidvelg (tasapõidvelje puhul tähis - );

10 = velje läbimõõt tollides;

H2 = turvaservade olemasolu

120x5 = kinnitusavade paiknemise läbimõõt (tähistatakse ka „PCD range“), ehk viis ava paiknevad diameetril 120mm



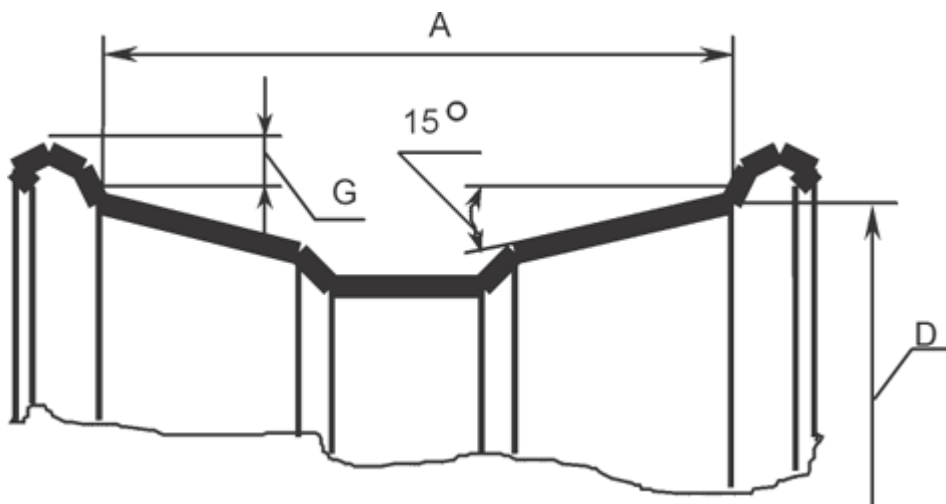
Sele 3. 5° kaldega süvapöidvelje servakõrgused

Tähe J korral  $G = 17,8 \pm 0,9$  mm;

Tähe B korral  $G = 14,4 \pm 0,8$  mm.

Veoautode, busside ja nende haagiste velje tähistuses kasutatakse täht K

korral  $G = 19,9 \pm 0,9$  mm.

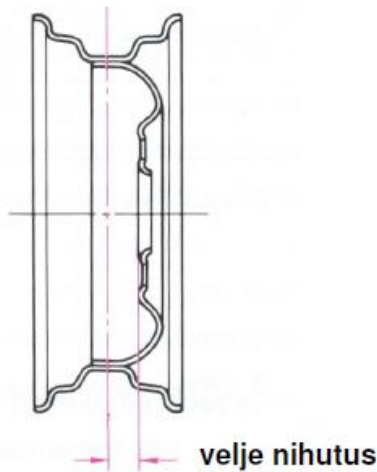


Sele 4. 15° kaldega süvapöidvelg.

Kõikide 15° kaldega velgede välisserva kõrgus G peab olema  $12,7 \pm 0,5$  mm

Lisaks põhimõõtmetele on velje puhul oluline pöia tsentri kaugus velje kinnitustasapinnast, mida nimetatakse velje nihutuseks (Sele 5). Selle parameetri määrab tavaliselt autotootja ja see peab vastama vedrustuse geomeetrialet.

#### velje tsentraaltasapind



Sele 5. Velje nihutuse olemus

Velje nihutus on positiivne juhul kui velje kinnitustasapind on lähemal velje välisservale kui siseservale nagu seel 5. Velje nihutus on negatiivne kui velje kinnitustasapind on lähemal velje siseservale kui välisservale. Velje nihutust tähistatakse tähtedega ET, millele järgneb suurus mm-tes. Velje nihutus märgitakse põhitähise järele, näiteks 30 mm positiivse nihutusega velg: 8 J x 10 ET 30. [2]

Kolmeosalise velje nihutuse tähistamiseks kasutatakse nii ET tähist, kui ka valemit  $x+y$  (tollides), kus  $x$  võrdub sisevõrulaiusele ning  $y$  võrdub välisvõru laiusele. Võrude laiust mõõdetakse tollides. Kombineerides erinevate laiustega võrusid näiteks - 3+5 - saadakse vajalikud ratta parameetrid.

## 1.2. Kasutatavad materjalid ja tootmismetoodika

Velje tootmises on tähtis materjal/sulam, millest velg on valmistatud. See mõjutab oluliselt velje omadusi. Paljudes võidusõidusarjades on materjali/sulami valik piiratud. Vormel Ühes tänapäeval lubatakse kasutada ainult AZ70 või AZ80 magneesiumi sulamit. Üldiselt on magneesiumsulamist monoplokk veljed kõrge hinnaga meistriteos, milles on kombineeritud optimaalne tugevus ja mass. Selle meistriteose taga seisavad kõrgetasemelised tehnoloogiad ning sadu tunde konstruktsiooni optimeerimist. On olemas kahte tüüpi magneesiumsulami veljed – valjuveljed ning sepistatud. O.Z. Racing velgede tootja näitel vaadeldi ühe suuruse valu ja sepistatud velgede kaalusid: 11x18 suurusega valuvelg kaalub vahemikus 9,5 – 10,5 kg ning sepistatud – 7,5 - 8,5 kg. Selline vahe tuleb tootmisprotsesside erinevustest. Sepistamisel kasutatakse suuri presse kuni 9000 tonni ja seejärel saadakse tihedama struktuuriga materjali. See tagab 20% võrra peenemad velje seinad ja toob vedrustamata massi alla. Aga pressimisel metalli sees tekkinud pinged tuleb alandada. Selleks kasutatakse termilist töötlust [3] – veljed hoitakse mitu tundi temperatuuril umbes 400-600 kraadi või mitu aastat hoitakse toatemperatuuril. Seda protsessi nimetatakse kunstlik vanandamine ning see võib parandada materjali tõmbetugevust kuni 15%, voolavuspiiri kuni 68% ning löögile vastupidavust kuni 57%. Tootmise lõppetapil kaetakse veljed erinevate keemiliste ainetega, et anda velgedele särav välimus ning kaitsta pealispinda vigastuste eest. Velgede valuprotsessil valmistatakse kinnine vorm ning valatakse sinna sulatatud metall. See annab veljele kohe soovitud kuju. Pärast metalli tardumist tõstetakse velg vormist välja, teravad servad ümardatakse ning samamoodi viiakse läbi keemiline töötlus. Selle protsessi jooksul materjali kaod on minimaalsed, mis alandab tootmiskulusid. Sepistamisel materjali kadu on umbes 70-80% ning kodarate lõikamiseks kasutatakse kallimat CNC freesimistehnoloogiat.

Viimastel aastatel on välja arenenud veel üks velgede tootmisprotsess nimega HLT [3] ehk Flow Forming. Madalasurevaluga valmistatakse põhitoorik ning pärast rullitakse pöörlemismasinal surve abil pöiaosa lõppvormiks. Selline tehnoloogia võimaldab peaaegu võrdsustada velje füüsilised omadused sepistatud velje omaga. Samuti lähevad tootmisprotsessi kulud madalamaks.

## **2. PIIRANGUD**

Tegureid, mis piiravad velje disaini on suhteliselt palju. Rattaid peavad mitte ainult vastama võidusõidureeglitele vaid sobima kokku ka vedrustuse ja käänmikuga. Samuti võib piiranguteks olla tootmistehnoloogia ning materjali puudus. Siis ei jää muud võimalust kui osta valmis ratas. Eelarve suurus tekitab ka probleeme velje projekteerimisel.

Formula Student sõiduk peab vastama FSAE poolt välja antud reeglitele. Need puudutavad põhimõtteliselt iga auto detali. Tähtsamad, mis puudutavad rattaid on toodud allpool.

### **2.1. Reeglid**

FSAE ratta tehnilised parameetrid ja piirangud [1]

#### **T6.3 Rattad**

T6.3.1 Sõiduki rattad peavad olema diameetriga 203,2 mm (8.0 tolli) või rohkem.

T6.3.2 Iga rattakinnitus süsteem, mis kasutab ühte tsentraalset kinnitusmutrit, peab sisaldama elementi, mis kinnitusmutri iseeneslikul lahtitulemisel hoiab mutrit ning ratast kinni. Sellistele tingimustele ei vasta teise mutri ehk kontramutri kasutamine.

T6.3.3 Standardseid rattapolte peetakse standardtoodeteks ja nende modifitseerimise korral vaadatakse need tehnilisel ülevaatusel üle. Meeskonnad, kes kasutavad modifitseeritud polte peavad tõendama, et nende lahenduse juures on kasutatud head inseneri tava.

T6.3.4 Alumiinium rattamutreid võib kasutada, kuid need peavad olema anodeeritud ja väga heas seisukorras.

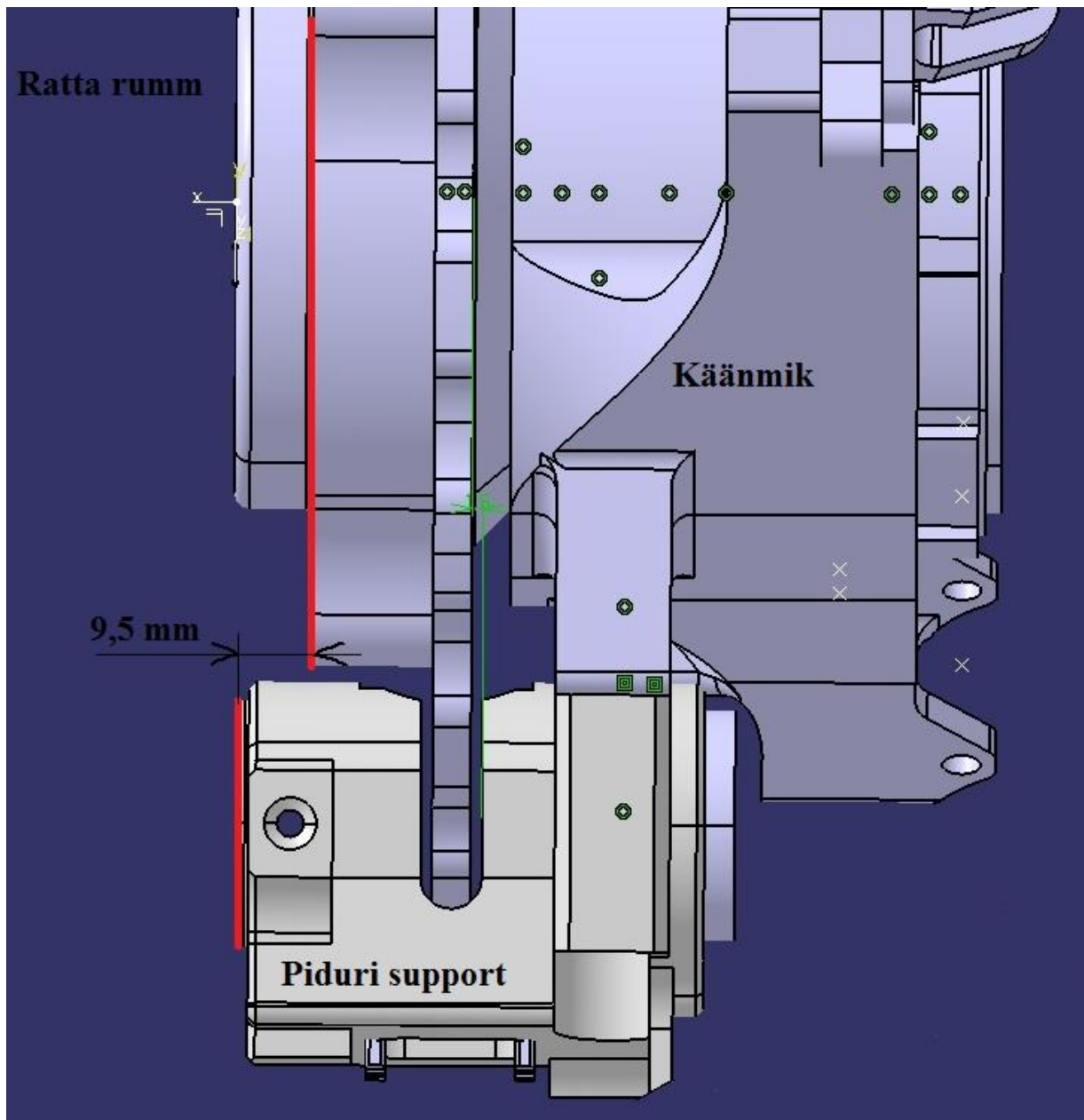
#### **T6.4 Rehvid**

T6.4.1 Sõidukitel võivad olla kahte tüüpi rehvid – kuiva ja märja teekatte jaoks.

MÄRKUS: Mistahes rehvide käsitsi lõikamine või modifitseerimine on keelatud

FSAE reeglites ei ole rangelt piiratud velgedes kasutatud materjal ja konstruktsioon. Ehk siis võimaldab see kasutada ka hübriid või täissüsinikkiududest konstruktsioone. Märgitud on vaid





Sele 7. FEST13 käänmiku mudel

### **3. VELJE PROJEKTEERIMINE**

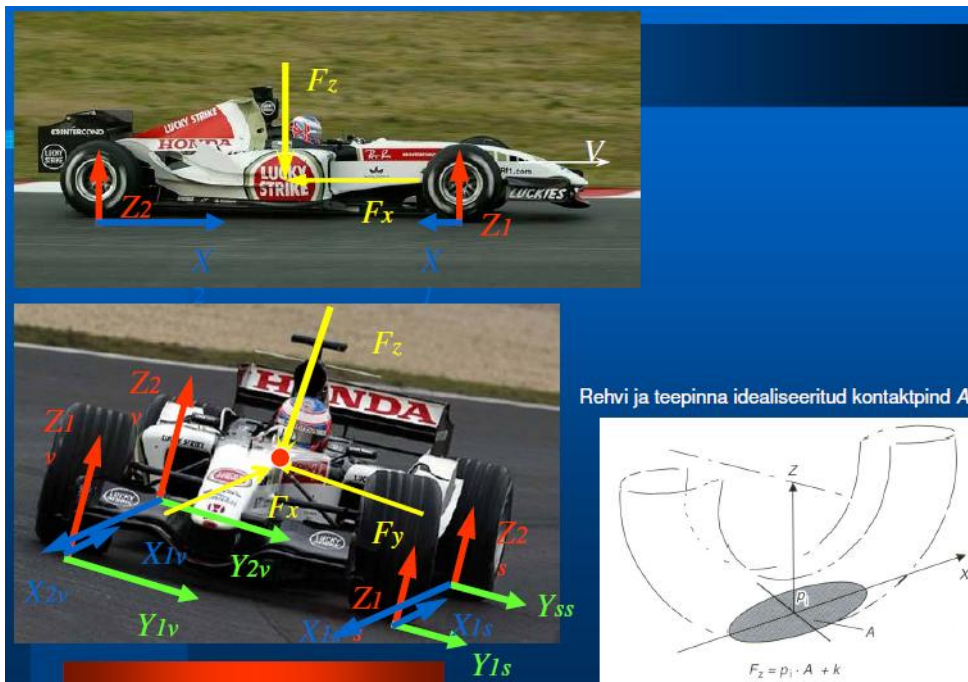
#### **3.1. Jõudude arvutused**

Liikuvale sõidukile avaldavad mõju erinevad jõuliigid. Need on nii staatilised kui ka dünaamilised, mis aja jooksul muutuvad ning kombineeruvad omavahel kokku. Eelpool mainitud jõuliike tuleb arvesse võtta sõiduki sõlmede projekteerimise etapil.

Sõiduki projekteerimisel kasutatakse tavapäraselt kolmesuunalist teljestikku, mille abil määratakse autole mõjuvate jõudude suunad. Auto pikisuunas asub X-telg. Mööda seda telge jaotub mass esi- ja tagateljele vahel. Auto pidurdamise ajahetkel jaotub mass esiteljele ja kiirendamisel tagateljele. Samal ajal velgedele avaldub arvutatav jõud kindla pöördemomendiga. Pidurdamisel tekib pikijõud rehvikontaktpinna ning samal ajal pidurid hoiavad rummu kinni. Sel hetkel tekib moment, millega väändejõud hakkab väänama veljekodaraid auto pikisuunas.

Auto põikisuunas asub Y-telg, mööda seda jaotub mass kurvi läbimisel kas parempoolsele või vasakpoolsele rattapaarile. Külgiirenduse mõjul ümberjaotatud mass püüab lükata ratas kurvi väljaspoole, kuid samal ajal rehvikontaktpinna tekib vastasjõud, mis püüab hoida ratas raja peal. Selle tulemusena mõjub veljele paindejõud, mis painutab rummule kinnitatud velge rehvikontaktpinna Y-telje suunas.

Z-telg asub vertikaalsuunas ning mööda seda telge avaldub ratastele raskusjõud. Samuti kaalu ümberjaotumise puhul muutub vertikaalkoormus vastavale rattale või teljele.

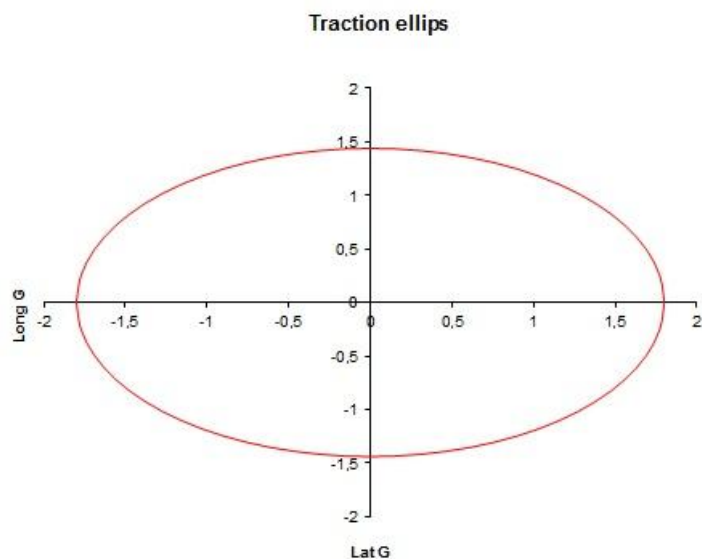


Sele 8. Sõidukile mõjuvate jõude suunavektorid [5]

Käesolevas töös on tegemist esivelgede projekteerimisega. Esirattaid koormatakse kõige rohkem kurvides pidurdades. Selleks, et saada rattale mõjuvad jõud tuleb viia läbi esitelje kaalu ümberjaotumise arvutused.

Jõudude arvutused on suhteliselt keeruline ülesanne, kus peab arvestama paljusid tegureid. Selle ülesande viisid edukalt täide varasematel aegadel FS Team Tallinna vedrustuse meeskonna liikmed Lennart Harju ja Sten Soomlais, kes magistritöö raames lõid jõudude arvutusmooduli. (vt lisa 1.)

Arvutusmoodul koosneb 19 osast, kus on arvatud tähtsamad vedrustusele mõjuvad jõud ning vedrustuse elementide tugevus. Selle abil on meeskond suutnud projekteerida väga eduka vedrustuse geometriat. Käesolevas töös kasutatakse „Traction ellips“ osa, kus arvestatakse telemetria andmetest tabelisse kantud auto raskuskeskmele mõjuva kiirenduse väärtuseid. Väärtused võetakse väikse varuteguriga. Nii piki kui ka külgi kiirenduse väärtused kantakse arv teljestikule ning tõmmatakse nende ümber ellips. Selline skeem tähendab, et ellipsi ulatuses toimub autole mõjuva kiirenduse muutmine.



Sele 8. „Traction ellips“

Meeskond võttis selle mooduli kasutusele. Töö autor osales Formula Student Tallinn meeskonnas ning seetõttu oli velje projekteerimisel võimalik kasutada eelpool mainitud jõudude arvutus moodulit. Seetõttu ei ole vajalik käesolevas töös põhjalikult tuletada mõjuvaid jõusid, vaid kasutada saab üldisi massi ümberjaotuse valemeid.

Allpool on koondatud FEST13 auto arvutusteks vajalikud andmed:

Auto mass koos juhiga [kg]	315
Auto massikese kõrgus [m]	0,325
Teljevahe [m]	1,54
Rööbe ees [m]	1,21
Vasak esimene nurgakaal [kg]	78
Parem esimene nurgakaal [kg]	79
Vasak tagumine nurgakaal [kg]	79,5
Parem tagumine nurgakaal [kg]	78,5

Tabel 2. FEST13 algandmed massiüंबरjaotuse arvutamiseks

Analüüsisdes arvutusmooduli „traction ellipsi“-t leitakse järgmised andmeid:

Maksimaalne külgiirendus kurvis 1.8G, selle väärtuse juures pikikiirendus võrdub nulliga.

Maksimaalne aeglustus sirgel pidurdamisel on 1.44G, külgiirendus võrdub nulliga.

Selleks, et saada kätte veljele mõjuv maksimaalne vertikaal koormus tuleb arvutada massi üंबरjaotus. Siin saab kasutada üldvalemeid, mis pärinevad õppeainest “Sõiduki konstrueerimise alused” [5].

$$W_{tot} = m_{tot} * G * \frac{h_{cg}}{tr}, \quad \text{Valem 1}$$

kus  $W_{tot}$  [N] - summaarne kaalu üंबरjaotumine

$m_{tot}$  [kg] - sõiduki mass koos juhiga

$h_{cg}$  [m] - sõiduki massikeskme kõrgus maapinnast

$tr$  [m] - rööbe

$G$  - kiirenduse koefitsent.

**Esimesel** juhtumil vaadeldakse kurvi läbimist külgiirendusega 1,8G. Vastavalt sellele arvutame maksimaalse koormuse kurvi välisele rattale. Valemissse 1 andmete sisestamise korral leiame esitelje kaaluüंबरjaotumise summaarse suuruse.

$$W_{tot} = 157 * 1,8 * 0,325/1,21 = 75,9 \text{ (kg)} - \text{kaalu üंबरjaotumine esiteljel}$$

Saadud tulemused liidetakse kokku esimese parema nurgakaalude näitajaga ning korrutakse vabalanguskiirendusega 9,81. Sellega saadakse maksimaalne dünaamiline vertikaalkoormus njuutonites, mis mõjub kurvi välisele rattale.

$$FZ_{dynFR} = (FZ_{statFR} + W_{totF}) * g, \quad \text{Valem 2}$$

kus  $FZ_{statFR}$  [kg] – esimese parema nurgakaalu näitaja

$W_{\text{totF}}$  [kg] – kaalu ümberjaotumine esiteljel

$g$   $\left[\frac{m}{s^2}\right]$  – vabalanguskiirendus, võrdub 9,81.

$$F_{Z_{\text{dynFR}}} = (79 + 75,9) * 9,81 = 1519,7 \text{ (N)}$$

Järgmisena arvutatakse maksimaalne külgjõud, mis mõjub kurvi välisele rattale, korrutades vertikaalkoormuse maksimaalse külkkiirenduse koefitsendiga.

$$F_{Y_{\text{dynFR}}} = F_{Z_{\text{dynFR}}} * G_{\text{lat}}, \quad \text{Valem 3}$$

kus  $F_{Z_{\text{dynFR}}}$  [N] – dünaamiline vertikaalkoormus kurvi välisele rattale.

$G_{\text{lat}}$  - külkkiirenduse koefitsent

$$F_{Y_{\text{dynFR}}} = 1519,7 * 1,8 = 2735,5 \text{ (N)}$$

Saadud jõud rakendatakse mudelile ning sellega simuleeritakse auto kurvi läbimine 1,8G külkkiirendusega. See on esimene juhtum.

**Teises juhtumis** uuritakse pidurdamisel tekkivat maksimaalset koormust. Selleks kasutatakse valemit 1, vahetades rööpme väärtuse teljevahe väärtusega ning kiirenduse väärtuse puhul kasutatakse pikikiirenduse väärtust. Esitelje mass vahetatakse kogu sõiduki massiks.

$$W_{\text{tot}} = 315 * 1,44 * 0,325/1,54 = 95,7 \text{ (kg)} – \text{jaotatud mass esiteljele.}$$

Kuna esiteljel on kaks rattast, siis jaguneb mass kahe esiratta vahel võrdselt ja igale rattale tuleb juurde 47,85 kg

Analüüsiks valiti esimene parem ratas, sest sellel on vertikaalkoormus suurem kui vasakul rattal. Maksimaalne vertikaalkoormus rattale pidurdamisel arvutatakse vastavalt valemile 2, kus  $W_{\text{totF}}$  on nüüd kaalu ümberjaotumine esiteljele:

$$F_{Z_{\text{dynFR}}} = (79 + 47,85)*9,81 = 1244,4 \text{ (N)}$$

Järgmisena arvutatakse maksimaalne jõud, mis mõjub rattale pikiteljel ehk X-teljel.

$$F_{X_{\text{dynFR}}} = F_{Z_{\text{dynFR}}} * G_{\text{long}}, \quad \text{Valem 3}$$

kus  $F_{Z_{dynFR}}$  [N] – dünaamiline vertikaalkoormus kurvi välisele rattale.

$G_{long}$  - pikikiirenduse koefitsent

$$F_{X_{dynFR}} = 1244,4 * 1,44 = 1791,9 \text{ (N)}$$

**Kolmandal juhul** analüüsitakse olukorda, kus veljele mõjub suurim kombineeritud jõud. See tähendab, et arvutusmoodulist otsitakse olukord, kus kõigi kolme telje jõukomponentide summa absoluutväärtus on kõige suurem. Absoluutväärtuses maksimaalne summa võrdub 4130N ning selle moodustuvad järgmised jõud

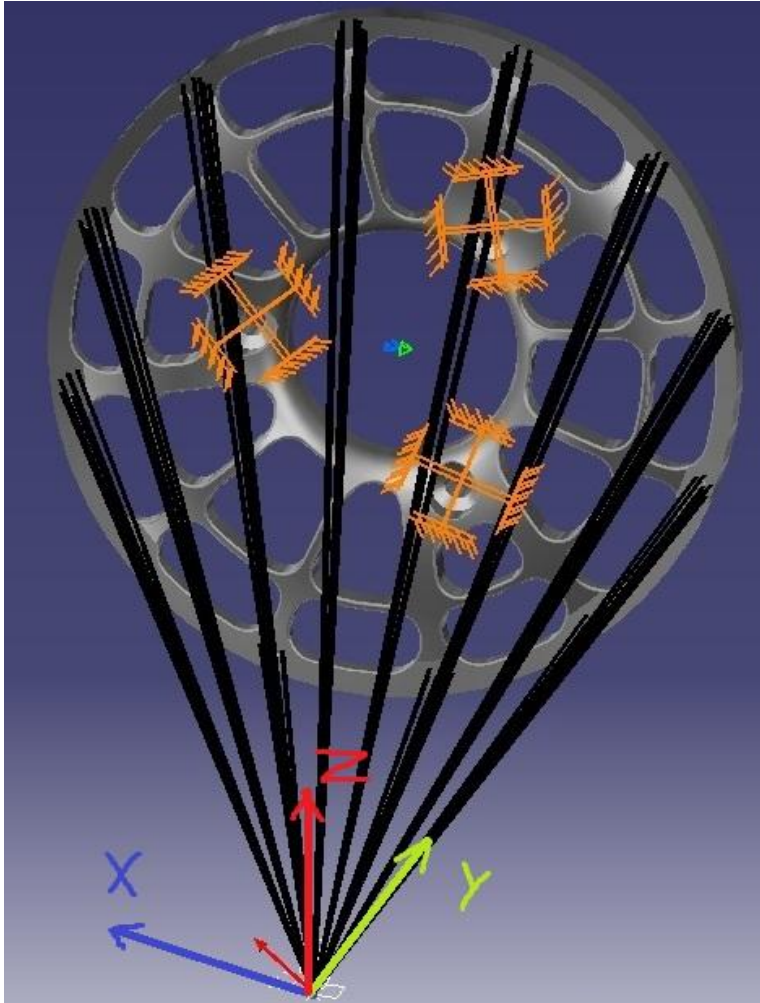
“X” teljes – 640 N, “Y” teljes – 2193 N, “Z” teljes – 1297 N.

Ilma muudatuseta rakendatakse neid jõusid otse mudelile vastavalt telgede suundadele.

### 3.2. CATIA analüüsi meetodika

Käesolevas töös modelleerimiseks ning tugevusanalüüsiks kasutatakse CATIA V5R21 programmi, mis sisaldab endas väga laia funktsioonide nimekirja modelleerimisest analüüsini. Tugevusanalüüs teostatakse FEM ehk lõplike elementide meetodi abil.

FEM analüüsi jaoks tuleb luua analüüsi keskkonnas sidemeid, mille kaudu jõud mõjuvad analüüsitavale detailile. Velje puhul on väga tähtis mudelil määrata rehvi kontaktpind. Selles punktis toimub ratta ja teekatte vastastikune toime. See punkt ja tasapind tuleb lisada mudelisse. FS Teami tsentriosa on isetehtud ja pöid on ostutoode, seetõttu tuleb tsentriosa analüüsile pöörata erilist tähelepanu. Kui mudel on arendatud lõppfaasi, siis pannakse jäigalt kokku rumm ja tsentriosa ning fikseeritakse rumm kindlas asendis. Sidemeid võib paigutada mitmel viisil. Antud töös valiti vastavalt Selet 9 näidatud sidemete võrgustik. Valikut saab põhjendada sellega, et põhiorhk on sellisel viisil pööratud velje tsentriosale ning selle detaili koostoime toimub kinnitusavade kaudu.



Sele 9. Velje sidemete näidis tugevusanalüüsiks

Tsenter on jäigalt fikseeritud kinnitusavade kaudu ning põia kinnitusavad ühendatakse rehvi kontaktpunktiga. Arvutatud kaaluümberjaotumisel tekkinud jõud rakendatakse just selles punktis. Programm näitab jõudude summaarset vektorit ning selle suuna järgi saab kontrollida jõudude rakendamise suuna õigsust. Programmile tuleb ette kirjutada testitava mudeli materjali omadused. Vaikimisi pakub programm ainult standartsete toormaterjalide omadused. Mudeli analüüsiks on vaja kindlasti määrata pinna võrgustik, mille põhjal programm teostab tugevusanalüüsi.

### 3.3. Konkurentide lahendused

<b>Tipp10 meeskonnad Hungari etapis 2012a.</b>	<b>Diameeter</b>	<b>Materjal</b>
Karlsruhe Institute of Technology	13"	VARTM 1pc carbon
Tallinn TU UAS	10"	3pc Al Rim
Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg	10"	2pc Al center, carbon shell
Budapest University of Technology and Economics	13"	1pc Al Rim Raid
Czech Technical University in Prague	13"	1pc Al Rim o.z. Racing
Technische Universität Bergakademie Freiberg	13"	1pc carbon rim
Ostbayerische Technische Hochschule (OTH)	13"	2pc carbon shell
Technische Universität München	10"	2 pc Hybrid Al – CFRP Rim
Fachhochschule Joanneum Graz	10"	6" wide 3pc Al Rim
Karlsruhe Institute of Technology	13"	VARTM 1pc carbon
<b>Tipp10 meeskondade maailma edetabel NR 87&amp;88</b>	<b>Diameeter</b>	<b>Materjal</b>
TU Delft	10"	2pc rim, Al center, CFRP shell
Universität Stuttgart	10"	1 pc Al Rim, 1 pc carbon
Yokohama National University	13"	stock
Monash University	13"	7" wide, 3 pc Al
Technische Universität München	10"	2 pc Hybrid Al – CFRP Rim
University of Texas at Arlington	13"	3 pc Al Rim
Sophia University	13"	Stock
ETH Zürich	10"	6.5" carbon shell, Al center
Texas A&M University	10"	3pc Al Rim
École de Technologie Supérieure	10"	3pc Al Rim

Tabel 3. Hungari võistlusel osalenud meeskonnad ja nende auto velgede omadused [6]

Koostatud tabelis on kajastatud Formula Student Hungari võistlusest 2012 aastal osavõtnud meeskondade nimekiri tulemuste järgi. Tabeli teisel poolel on parimad meeskonnad maailma edetabelis, sõltumata Hungari etapist. Autori idee seisneb selles, et näidata kellega tuleb võistelda järgmisel hooajal ning näidata ka tippmeeskondade lahendusi sõltumata Hungari etapist. Iga meeskonna kohta on toodud nende poolt kasutatavate velgede parameetrid. Koostatud tabelist on näha, et valdav meeskondade enamik eelistab isevalmistatud konstruktsioone. See põhineb asjaolul, et kõikidel meeskondadel on erinevad vedrustuse seaded ja veljed valmistatakse spetsiaalselt vastavalt antud auto vedrustuse kinemaatikale ning väikestes kogustes, maksimum 8tk. Selliseid

velgi eriti ei testita maksimaalsele tugevusele ning vastupidavusele. Eelkõige püütakse arvutada kas need taluvad ettenähtud maksimaalset koormust. Velgede tootjad pakuvad väga kindlaid variante – testitud ning sertifitseeritud tooteid, kuid nad ei pruugi vastata iga meeskonna nõuetele. Samuti on need enamasti raskemad, kui isevalmistatud konstruktsioonid. Antud alal ei ole üldse mõistlik kasutada sepistatud ühest osast velgi. Neid ei toodeta väiksemates kogustes kuna pressid on äärmiselt kallid.

Samuti on ka tabelist näha, et pool meeskondadest on hakanud rakendama velgede tootmises süsinikkiudu. Kõige enam arenenud meeskonnad kasutavad täissüsinik konstruktsioone. FS Tallinn meeskonnas ei ole veel sellist tehnoloogiat välja arendatud. Süsinikkiust kandva konstruktsiooni loomiseks on vaja teostada mahukaid analüüse. Kui seda põhjalikult ei tehta, kasvab detaili pragunemis- ning purunemisoht. Kui liiga palju kiudusid panna, siis kaalub detail sama palju kui alumiinium. Lisaks võistluste ajal oli märgata mitmel meeskonnal probleeme velgede pragunemisega. Tundub, et ebapõhjaliku analüüsi tõttu tekkisid velgedel nõrgad piirkonnad, mis ajapikku pragunesid. Selliste velgede tootmine on samuti väga kulukas ja ei ole mõistlik seda alustada ilma eelneva kogemusega. Selel 10, mis pärineb autori erakogust, on näidis üheosalisest süsinikkiust valmistatud veljest.



Sele 10. Üheosaline süsinikkiudest valmistatud velg

Toodud tabelist on näha, et Euroopa tippmeeskondadel on juba kasutusele võetud vähemalt hüdriid konstruktsioonid, kus rakendatud süsinikkiud tehnoloogiat. Selle lahenduse puhul tuleb tähele panna mitut asjaolu:

- Nende meeskondade inimressursid on suuremad. Projektid on hästi finantseeritud. Samuti tehnoloogiliselt rohkem arenenud (rohkem kogemust)
- Süsinik velgede tootmine on keerukam ja palju kallim kui metallist. Kuna velg on detail mis peab taluma suuri koormusi, siis tuleb seda analüüsida. See on süsiniku puhul keeruline tegevus
- Võistluste ajal süsinikvelgedel olid märgata probleeme hermeetilisusega. Mõned veljed murdusid või pragunesid.
- Kui panna konstruktsioonile topelt süsinik kihid, siis muutub see raskemaks, ja kaaluvõit tuleb minimaalne ja kindlasti ei tasu tehtud kulutusi.

Fomula Student Tallinn meeskonna eelarve on suhteliselt väike.

Arvestades ülevaltoodud argumente siis otsustas meeskond süsinikkonstruktsioonist loobuda. Järelejäänud lahendused põhinevad metallist toodetud osadel. Ostutooted ei sobinud meeskonna tehnilistele nõuetele. Samuti oli negatiivne kogemus ostetud velje tsentriosadega, mis varasemalt ootamatult murdusid.

Need meeskonnad kellel on kolmeosalised alumiinium konstruktsioonid eelistavad Keizerwheels põida ning isevalmistatud tsentriosasid.

### **3.4. FEST12 velje analüüs**

Varasemalt eelmistest hooaegadest saadud kogemustele tuginedes saadi teadmisi, mis mõjutavad ratta konstruktsiooni. Esimese muudatusena loobuti 2012 aastal 13 tollistest velgedest. Võistlustulemuste järgi püsisid tehnilise raja peal paremini ja olid kiiremad 10 tolliste ratastega autod kui 13 tolliste ratastega autod. Seda näitab ka töö autori poolt läbiviidud analüüs. 2012 hooaja Formula Student Germany kestvussõidu tulemuste järgi kõige kiiremat olid just 10 tolliste ratastega autod. Ainult paaril autol olid 13 tolli ratastega. (vt tabel 4)

<b>FSE</b>	sec	wheel diam.	<b>FSC</b>	sec	wheel diam.
Zürich ETH	77,363	10"	Rochester IT	73,6	10"
Karlsruhe KIT	77,871	13"	Ravensburg DHBW	74,47	10"
delft	78,297	10"	Melbourne Monash	75,1	13"
Stuttgart U	80,293	10"	Seattle U Washington	75,33	13"
München UAS	81,312	10"	Ann Arbor U MI	75,52	10"
München TU	83,103	10"	Stuttgart U	75,61	10"

Tabel 4. Formula Student Germany 2012 parimad kestvussõidu ringi ajad

Kümne tolliste rataste kaal on väiksem. See viib vedrustamata massi alla, mis on väga tähtis ja märgatav väikese ja kerge auto puhul. Samuti väiksema kaalu puhul väheneb ka rataste inertsmoment ja on vaja väiksemat pöördemoment, et ratast keerata. Sellega saavutatakse parem kiirendus.

Teiseks loobuti ühemutrilisest ratta kinnitussüsteemist ja ehitati rattarumm kolme kinnituspoldiga süsteemile. Formula Student võistlus ei nõua kiiret rattavahetust, ei ole suurt vajadust ühe mutriga süsteemi jaoks kuid selle kasutamine omakorda tõi varasemalt palju probleeme. Velje tsepter hakkas murduma, ning samuti esines probleeme mutri kinnipüsimisega. Lõpuks 500Nm pingutusmomendi juures saadi vajalik pingutusjõud. See on küll ebamugav. Kolme poldiga süsteem on lihtsam ja kindlam.

2012 aasta hooajaks oli vedrustuse meeskonna poolt projekteeritud kaheksa tolli laiused veljed. Esivelgede sisevõrud olid kuus tolli ning välisvõrud olid kaks tolli. Tagumise velgede sisevõrud olid neli tolli ning välisvõrud samuti neli tolli. Antud parameetritele vastavaid valmistooteid ei ole saadaval. Seetõttu valiti kolmeosaline alumiiniumist konstruktsioon. See on kõige sobivam sellepärast, et tsentriosas võib ise valmistada, mis võimaldab luua soovitud velje nihet täpsusega kuni 1mm. Kaalu poolest on selline konstruktsioon ka sobilik. Kaheksa tollised põiad kaaluvad umbes 1,7kg. Veljevõrud valiti USA tootjalt - Keizerwheels, kes spetsialiseerub rataste tootmisele. Samuti ka teised meeskonnad kasutavad selle tootja toodet. Keizerwheels pakub erineva laiusega sepistatud veljevõrusid. Keizerwheels pakub ka oma tsentriosasid, kuid need ei sobinud meeskonnale. Komplekt kahest võrust ühe ratta jaoks maksab 99 dollarit.

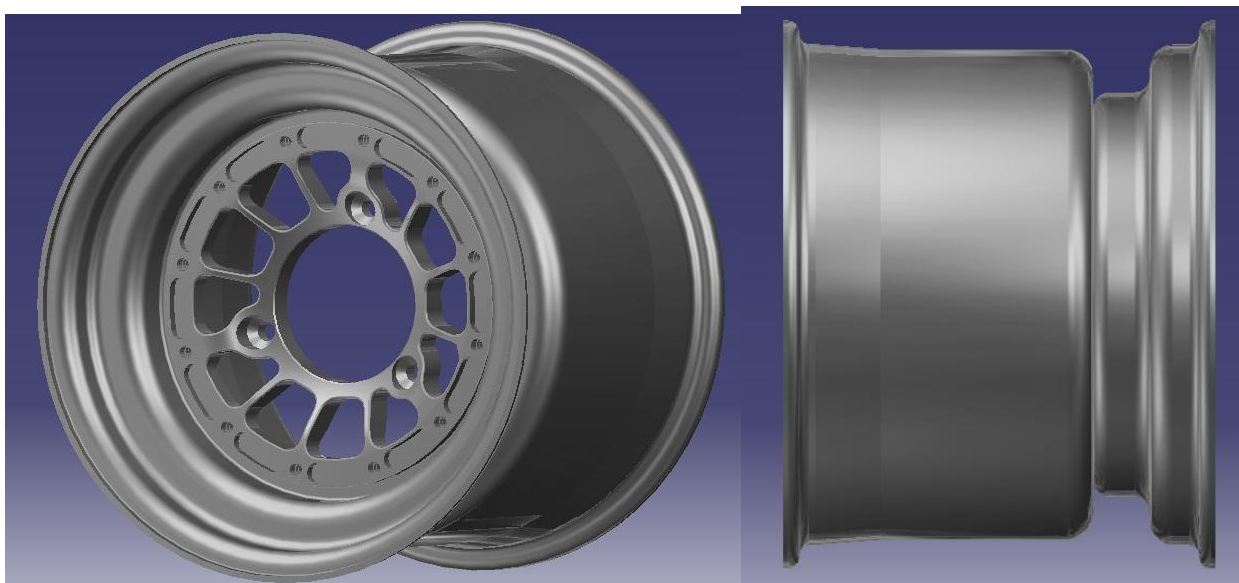
Selel 11 on kujutatud FEST12 velje eest ja külgvaade. Kohe märgatav esimene probleem – monteerimistsoon on liiga sügav seega jääb kodarate vahel vähe ruumi pidurite jahutamiseks. Seda probleemi prooviti esimesena käesolevas töös lahendada. Pidurdamisel tekkinud soojuse eemale juhtimist aitab ka suurem tsentriosa maht. Mida mahukam detail, seda rohkem saab soojus neelata ja juhtida see edasi põiale ning põiast rehvide.

Samuti võidusõidul kasutatakse spetsiaalset piduritele õhuvoolu suunavaid kanaleid, kuid FEST13 auto konstruktsioonis ei ole need ettenähtud

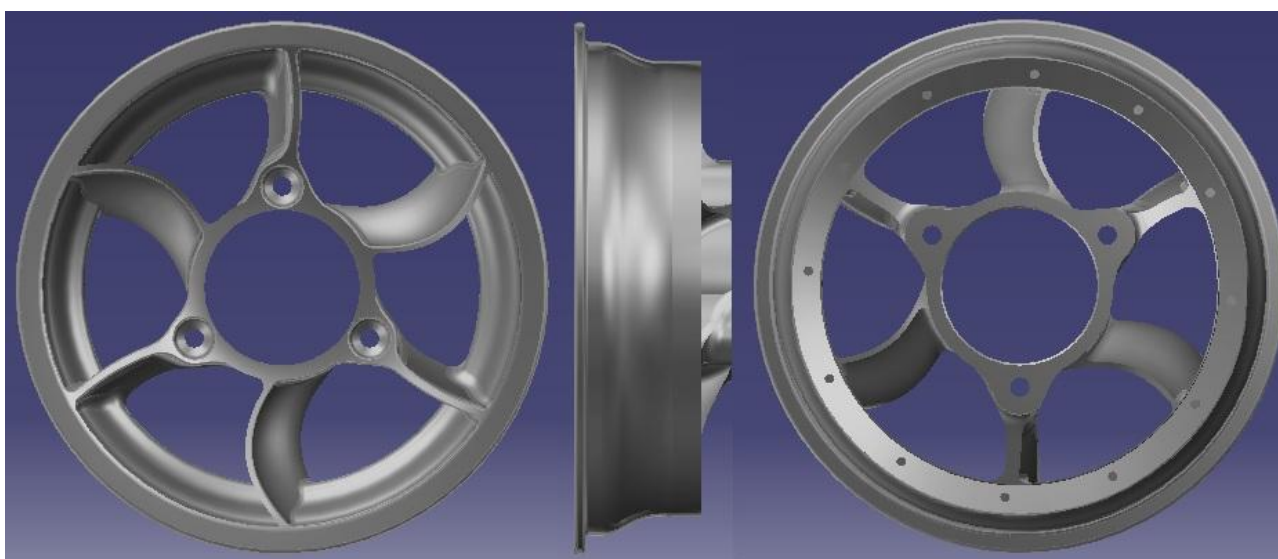
Järgmisega vaadeldakse esivelje konstruktsiooni põhiparameetreid:

- Velje laius 8 tolli
- Võrude laiused 6 + 2 tolli
- Võrude tootja – KeizerWheels
- Võrude mass: 6 tolline – 1280g, 2 tolline – 560g
- Tsenter CNCs freesitud
- Tsentri materjal: Alumec
- Tsentri mass: tsenter – 320g
- Kodarate vaheline pindala 8 695,8 mm<sup>2</sup>
- Terve konstruktsiooni mass – 2160g

Eelmisel meeskonnal oli ka ventileeritava kaheosalise velje kontseptsioon (Sele 12). Selle eripära oli kaheosaline konstruktsioon, kus välimine kahe tolline võru koos tsentriga olid freesitud ühest toorikust. Velje kodarad oli paatjamootori propelleri kujulised. Oli idee, et labad haaravad lisaõhku. Aga testimise ajal ventileeritavuse paranemist ei esinenud, sest võistlustel jäävad kiirused alla 100km/t. Konstruktsioon läks ka raskemaks – tsentri mass on 1500g ning kuue tollise sisevõru oma 1050g, mis kokku annab 2550g.



Sele 11. FEST12 velje mudel



Sele 12. Kontsept arovelje mudel kolmvaates

### 3.5. Materjalivalik FEST13 ratta jaoks

FEST13 ratta mudeli valmistamiseks valiti ALUMEC sulam. FEST12 velje tšenter oli valmistatud Alumecist ning näitas ennast heast küljest 2012 hooajal. See on üks tugevamaid alumiiniumi sulameid, mis Eestis kättesaadavad. Selle erikaal on 130g/kg kohta ehk suurem kui tavalisel T6061 sulamil, aga samas selle füüsilised omadused tunduvad paremad.

Tabelites 5 ja 6 on koondatud tootja poolt ettekirjutatud materjali omadused [6] :

### Tõmbetugevus

Tõmbetugevuse väärtused, millised võib võrrelda survetugevuse väärtustega enamikes praktilises eesmärkides, tuleb tüüpiliseks käsitleda. Väärtused antud toatemperatuuril erinevate plaatide paksudest.

### FÜÜSILISED OMADUSED

Väärtused toatemperatuuril, kui pole märgitud teisiti.

Tihedus	kg/m <sup>3</sup> lbs/in <sup>3</sup>	2 830 0,102
Elastsusmoodul	N/mm <sup>2</sup> psi	71 500 10,3 x 10 <sup>6</sup>
Soojuspaisumistegur alates 20 ° C kuni 100 ° C (68-212 ° F)		23 x 10 <sup>-6</sup> 12,8 x 10 <sup>-6</sup>
Soojusjuhtivus	W/m °C Btu in/ft <sup>2</sup> h °F	165 1 144
Erisoojusmahtuvus	J/kg °C Btu/lb. °F	890 0,20

Plaat (paksus) mm	Tõmbetugevus N/mm <sup>2</sup>	Voolavuspiir N/mm <sup>2</sup>
> 10–50	590	550
> 50–100	570	520
>100–150	550	500
>150–200	535	485
>200–300	430	365
Ümmargune toorik (diameeter) mm		
40	680	630
100	680	620
200	670	610

Pange tähele, et plaat on testitud põikisuunas ja ümmargune toorik - pikisuunas.

Tabel 5. Alumec sulami füüsilised omadused

Tabel 6. Alumeci tugevuse näitajad

Velgede kasutamise ajal mõjuvad nendele tsüklilised koormused. Tsüklilisel koormusel tekib ja areneb pragu ka pingetel, mis on allpool materjali voolavuspiiri. Selle katsetamis protsess on väga mahukas ja keeruline ning selle asemel on määratud metalli väsimuspiir. Seda tähistatakse  $\sigma_R$  (sümmeetrilise koormuse korral  $\sigma_{-1}$ ). Väsimuspiiri saab määrata antud valemiga [7]

$$\sigma_{-1} = (0,55 - 0,0001 * \sigma_B) * \sigma_B, \quad \text{Valem 4}$$

kus  $\sigma_B$  on materjali voolavuspiir.

Vastavalt valemile 4, leitud teoreetiline Alumeci väsimuspiir:

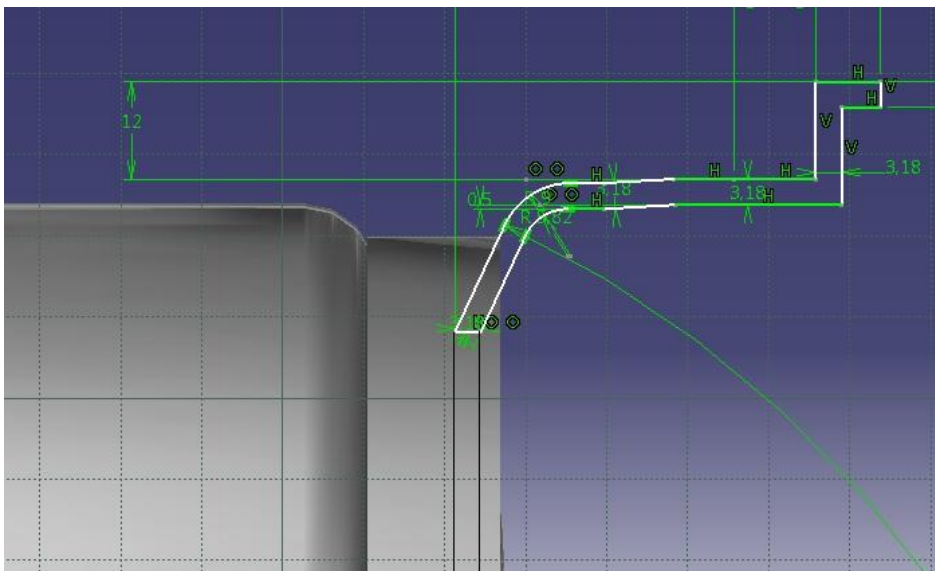
$$\sigma_{-1} = (0,55 - 0,0001 * 550) * 550 = 272 \text{ MPa}$$

See väärtus võetakse tugevusanalüüsi aluseks.

### 3.6. Velje tsentri ja põiaosa kinnituskonstruktsiooni valik

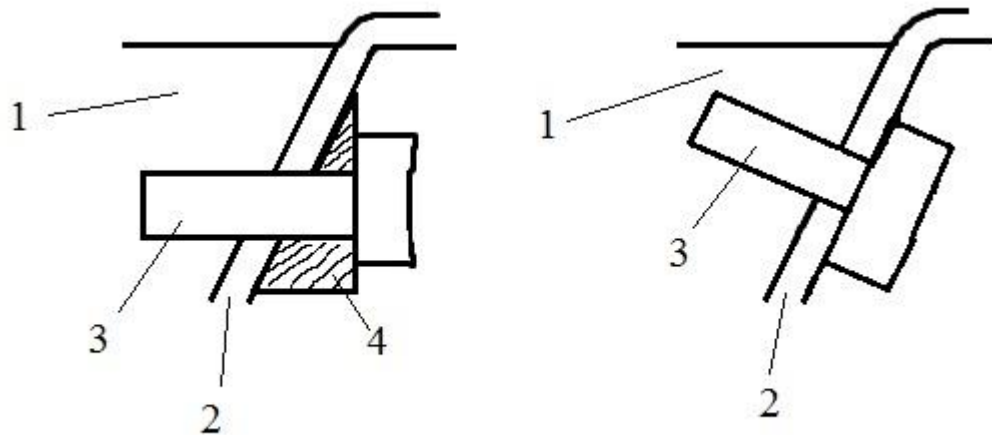
Tuginedes ülevalpool läbiviidud analüüsile ja järeldustele kooskõlastati meeskonna koosolekul järgmine velje põhikonstruktsioon. Otsustati kasutada kolmeosalist osandatavat velge. Velje põiad tellitakse USAst firmast KeizerWheel, mida samu kasutati FEST12 lahenduses ilma tõrgeteta. Füüsiliste omaduste poolest need rahuldavad meeskonna nõudeid. Velje tsentriosa eeldatavalt valmistatakse CNC freespingis alumiiniumi sulamist – Alumeec. Velje tcenter ning põiaosad kinnitatakse omavahel poltidega.

Eelmise hooaja mudeli analüüsile tuginedes püstiti peamine eesmärk – suurendada kodarate vahelist pindala. Analüüsist selgus, et veljetsenter tuleb teha suurema diameetriga ja viia rehvi monteerimistsoon minimaalsele sügavusele. Tulevase konstruktsiooni minimaalse monteerimistsooni sügavus on otseses sõltuvuses tsentriosa diameetrist. Eksperimentaalse katse järgi leiti maksimaalne velje tsentri diameeter, mis võrdub 234 mm-ga. Selleks, et täita eesmärki oli vaja lahendada tehniline probleem. Põia välisvõru profiil on näidatud Selel 13. Põia võru sisemine serv ei lähe kohe pärast raadiust risti alla poole, vaid alguseks kaldub kõrvale 19 kraadise nurga all ning alles seejärel läheb alla. Seda näitavad Selel 13 mustad tingjooned. Kuna kaldpind on nii pikk, ei võimalda see kasutada minimaalset monteerimistsooni. Ainukeseks lahenduseks on, et põiad tuleb kinnitada tsentrile kaldpindade kaudu.



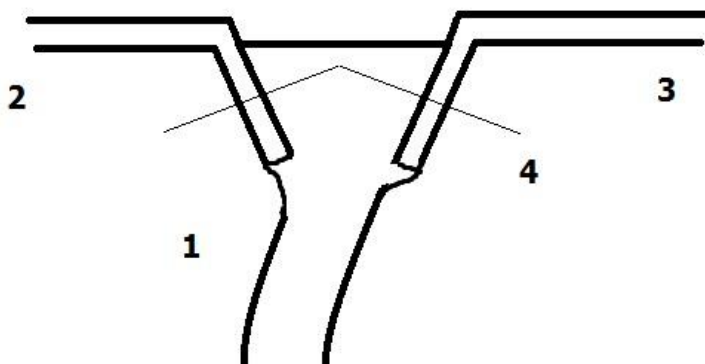
Sele 13. Velje põia võru profiil

Selleks on kaks lahendust, mida demonstreerib Sele 14: kolmnurksed kinnituspoltide alused seibid või veljetsentrisse kaldselt puuritud poldiaugud. Kolmnurkseid seibe on automatiseeritult keeruline valmistada. Käsitsivalmistamine võtab palju aega ja inimressurse, mida tegelikult meeskonnal on vähe. Seega tuli kasutusele võtta teine variant, kus avad kaldpinnale tuleb puurida 5-teljelise CNC freespingi abil.

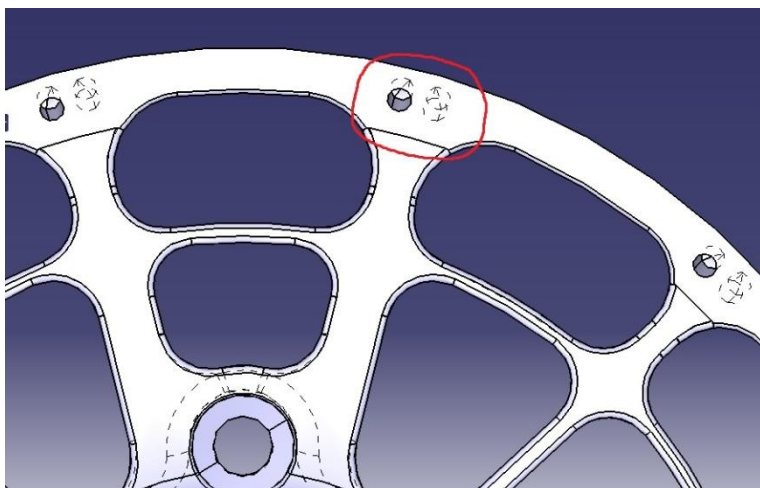


Sele 14. 1 – tsentriosa, 2 – pöid, 3 – polt, 4 – kolmnurk seib.

Järgmist tehnilist probleemi kajastab Sele 15. Nimelt ei saa kinnitusavasid ühes tasapinnas puurida, sest need langevad omavahel kokku. Lahenduseks oleks avade nihutamine kodara telgjoonest. (Sele 16). Sellise lahenduse puhul iga võru kinnitub tsentrile eraldi ja avasid tuleb puurida 24tk. Järelikult poltide arv kasvab ja suureneb konstruktsiooni mass umbes 50g võrra.



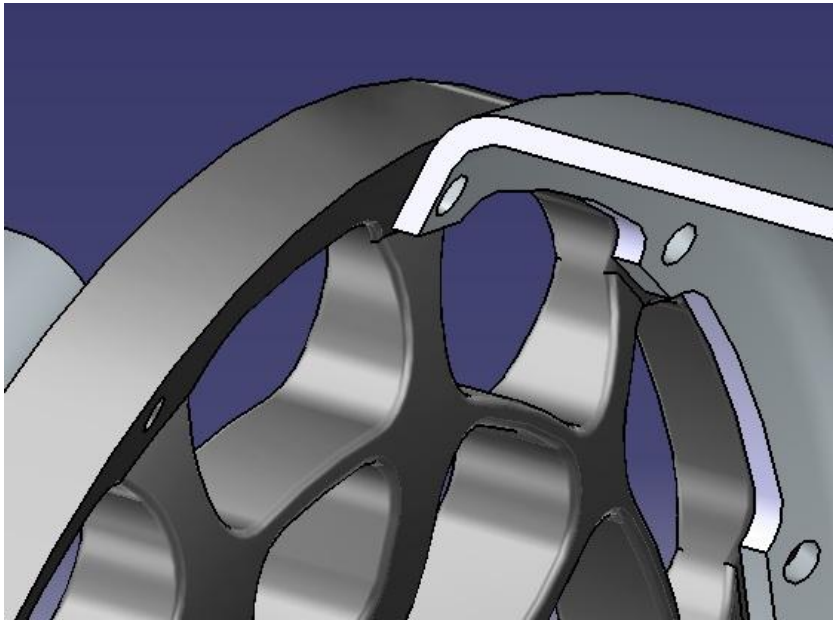
Sele 15. Konstruktsiooni eskiis poolvaatlõikes, 1 – tsentriosa, 2 ja 3 – veljevõrud, 4 – kinnitusavade teljed.



Sele 16. Kinnitusavade paiknemine

Kolmandaks probleemiks oli avade sügavus ja keermestamine. Avad ei tohi läbivad olla kuid samas maksimaalselt sügavad, et nendes oleks võimalik keeret lõigata. Velje osade ühendamiseks valiti M5 poldid pikkusega 10mm. Keeret tuli lõigata ava täisulatuses. Selleks kasutati kahte erinevat keermelõikurit: üks on tavaline M5 umbavade keermestamiseks ja teine on maha käiatud kuni kolmanda niidini. Keermestamisoperatsiooni teostati käsitsi.

Liites tehniliste probleemide lahendused kokku saadi konstruktsioon, mis on kujutatud seel 10. Tsentriosa võru on trapets kujuga profiiliga, kus kaldpinnad vertikaalist on 19 kraadi kaldega. Nii sise- kui ka välispoolest kinnituvad 12 poldiga M5 vastavalt põia sise- ja välisvõrud. Põia võrusid treitakse manuaaltreipingis ning vajadusel veel CNC vertikaal freespingis.

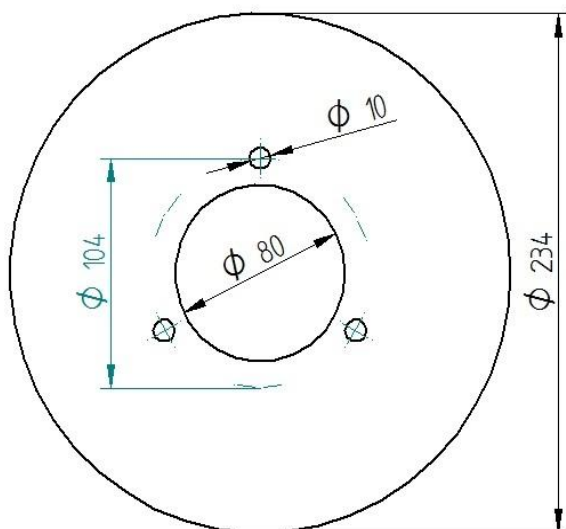


Sele 17. Konstruksiooni kirjeldav pilt

### **3.7. Kodarate kujundamine**

Projekteerimine ja FEM analüüs toimub antud töös CATIA V5R21 programmi abil. Kodarate kujundamine on üks olulisemaid osasid velgede projekteerimisel. Selles etapis püüakse maksimaalselt kergendada velge samal ajal säilitades selle tugevusomadused. Kerguse ja tugevuse tasakaal on väga oluline parameeter ja sellega saab hinnata projekteerimise kvaliteedi taset.

Projekteerimisetapi alguses lähteandmeteks koostati allpool toodud joonis (Sele 18). Tsentriosa välisläbimõõt on 234 mm, mis on määratud katse järgi. Keskel on 80 mm ava, velje istamiseks rummule. Ringjoonel diameetriga 104 mm paigutatakse kolm 10 mm ava ratta kinnitamiseks rummule.



Sele 18. Tsentriosa alg joonis

### 3.7.1. I etapp

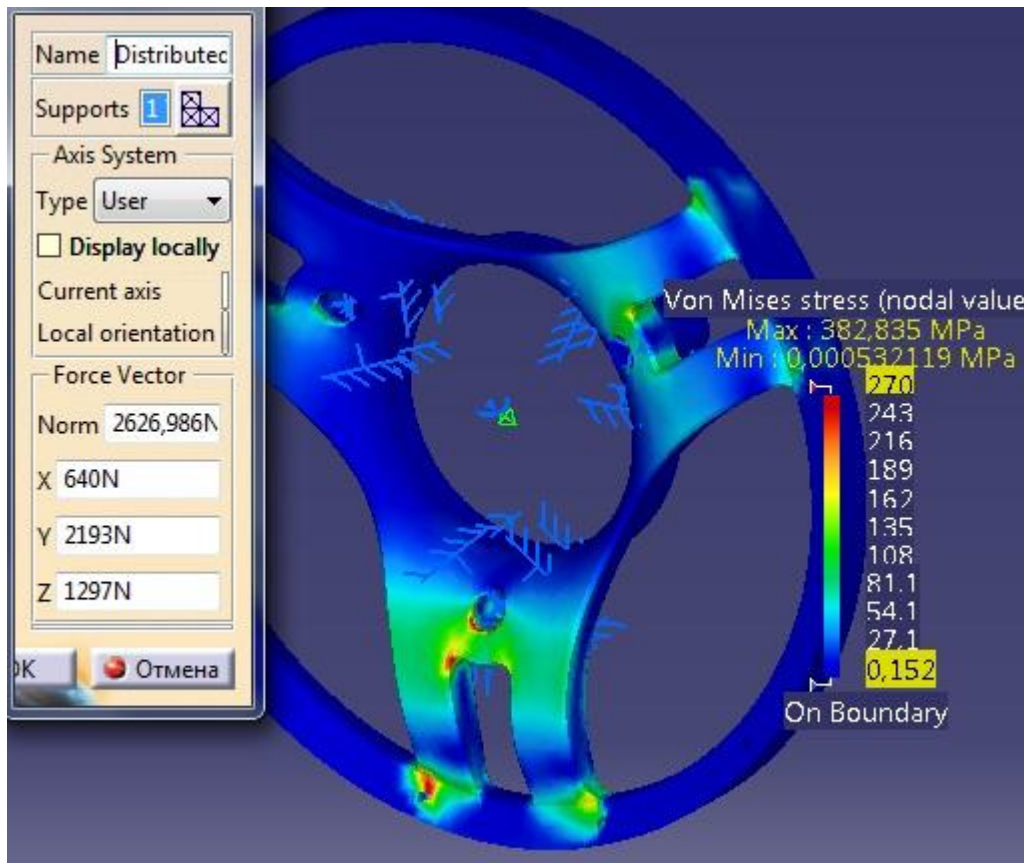
Kui konstruktsioon ja tootmistehnoloogia olid paika pandud, alustati velje mudeli modelleerimist CATIA 3D keskkonnas. Esimene proovimudel on kujutatud seel 19. Alustuseks prooviti projekteerida mudelisse minimaalne kodarate arv.



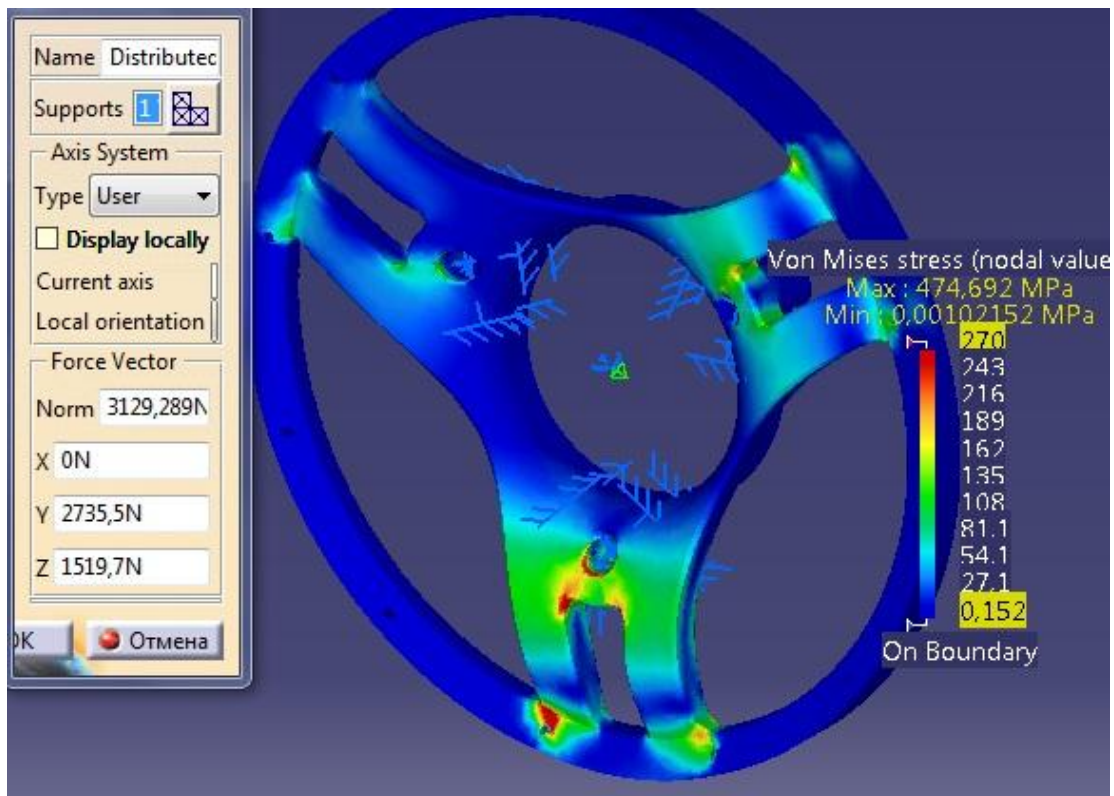
Sele 19. Esialgne mudel

Kuna ratta kinnitusavade arv on kolm, siis ka esimesele mudelile prooviti rakendada kolme suurt kodarat. Kodarate sees tehti konstruktsiooni kergendamiseks väljalõiked, mistõttu kodarate arv kasvas kuueni. Teravad servad ümardati raadiusega üks millimeeter sest, et teravad servad tekitavad märgatavalt pingekontsentratsioone. Tugevusanalüüsiks rakendati sel 9 näidatud jõudude sidemete skeemi. Selle alusel arvutatakse programmi tugevusanalüüsi osa kasutades tekkivad pinged.

Esimese mudeli analüüsiks võeti kaks kõige raskemat olukorda – kurvi läbimine maksimaalse külgiirendusega (Sele 20) ning maksimaalne kombineeritud jõud (Sele 21). Analüüsist on näha, et pinged kontsentreeruvad kodarate ümbruses ning ületavad lubatud Alumeeci teoreetilist väsimuspiiri – 270MPa (vt lk 27). Täheleb, et konstruktsioon ei ole piisavalt tugev, et taluda eeldatavaid koormuseid. Samuti nihe ulatub 0,6mm, mis on 0,25 % velje läbimõõdust. Arvutati kodarate vaheline pindala, mis võrdub 20 044.8 mm<sup>2</sup>. Velje tsentriosa detail kaalub 600g.



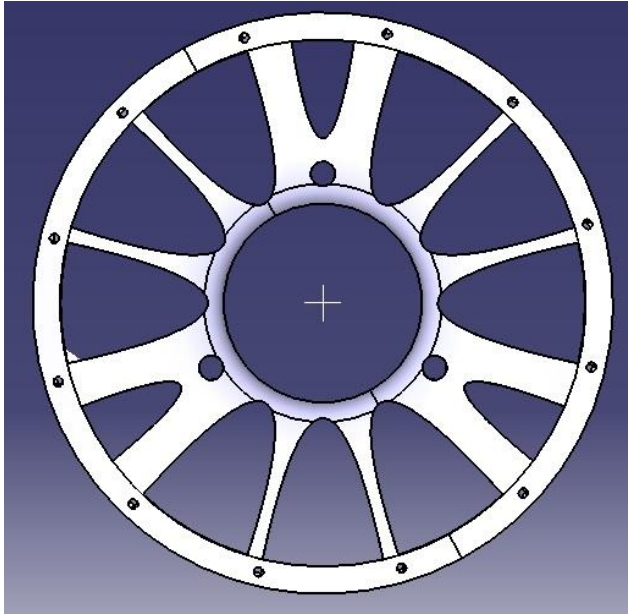
Sele 20. Kombineeritud jõududega koormatud velje pingete jaotus



Sele 21. Max. külgiirendusega velje pingetejaotus

### 3.7.2. II etapp

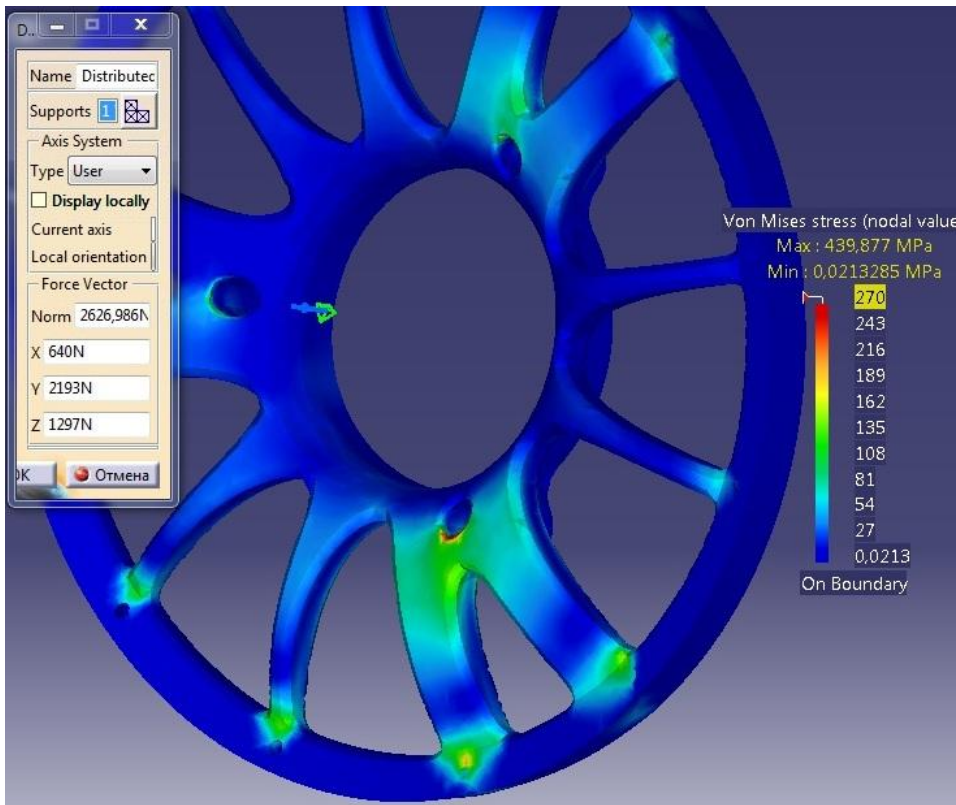
Vastavalt I etapi mudeli analüüsi tulemustele, järgmise sammuna lisati mudelile mõned peenemad kodarat, et jaotada pingeid ühtlasemalt. Tegelikuses mudeli loomise protsessis tähendab see mudeli loomise alustamist täisketta kujust ja uute väljalõigete joonestamist. Teise etapi mudelil (Sele 22) on 12 kodarat - kuus nendest paksemad ja kuus on peenemad.



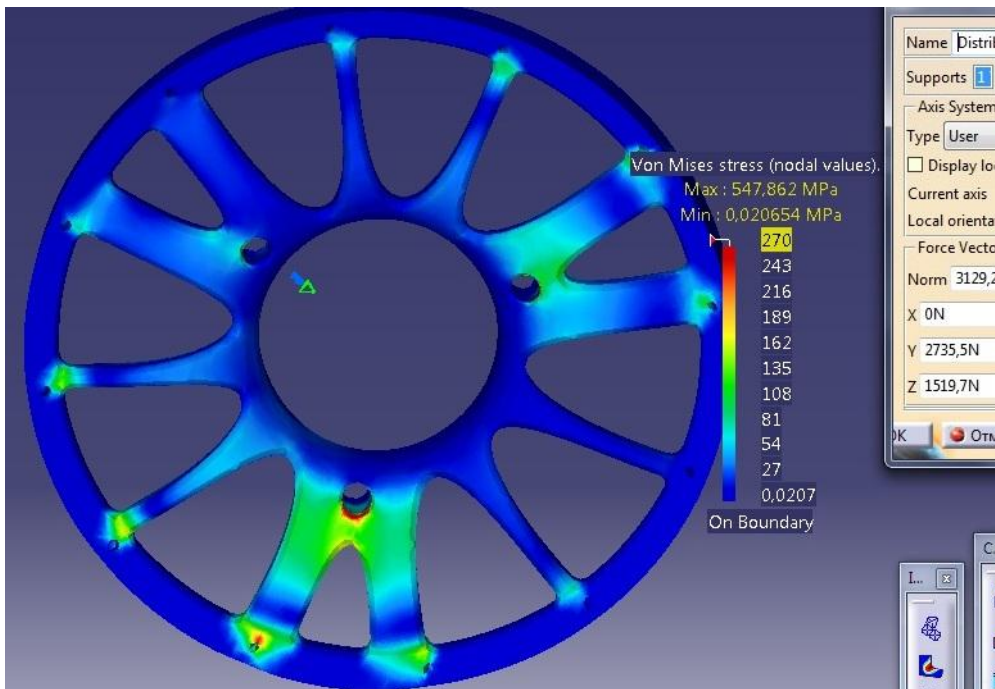
Sele 22. Teise etapi mudel

Siin jaotuvad kodarad tsentri ja välisvõru vahelt ühtlasemalt ja võrdselt. Sellega kaasneb ka translatiivse nihke vähenemine 0,2mm võrra, mis võrdub nüüd 0,15 % velje läbimõõdust. Nii külgiirenduse katsel kui ka kombineeritud jõukomponentidega katsel on näha, et keskmine pinge on vähenenud umbes kuni 130MPa. Samas maksimaalset pinged on veel rohkem koondatud teravates servades. Kombineeritud jõudude puhul max. pinge on 440MPa ning külgiirendus katsel on see 547MPa. Selliseid pingeid ei saa lubada antud mudelis. See on tingitud konstruktsiooni kujust, kus on palju teravaid servasid. Seda viimistletakse viimasel etapil.

Teisel etapil kujunenud mudeli avatud pindala võrdub  $672,5 * 3 + 1814,7 * 9 = 18\,349,8 \text{ mm}^2$ . See on väiksem, kui eelmisel mudelil. Mudeli mass on 650g. On märgatav, et kodarate lisamine on muutnud konstruktsiooni tugevamaks. Samal ajal massi juurdekasv on ainult 42g, mis ei ole antud juhul kriitiline. Massi suurenemine protsentuaalselt on ligi 8%.

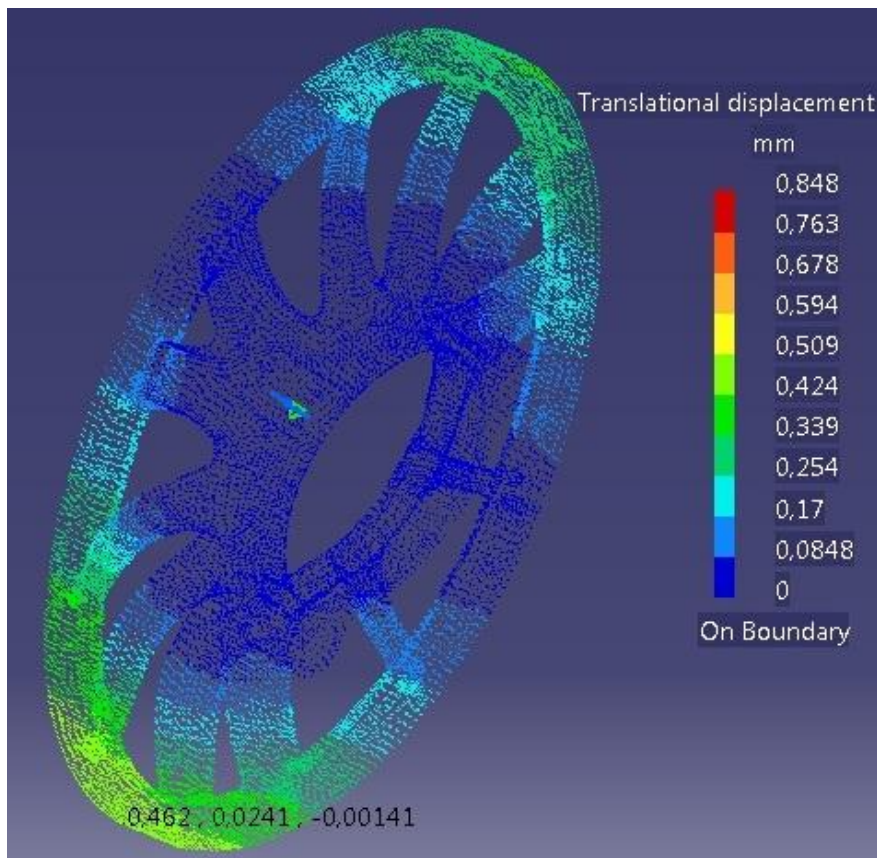


Sele 23. Kombineeritud jõududega koormatud velje pingetejaotus



Sele 24. Max. külgiirendusega velje pingetejaotus

Maksimaalse külgiirenguse puhul on näha ka pingekontsentraatoreid võru sees.

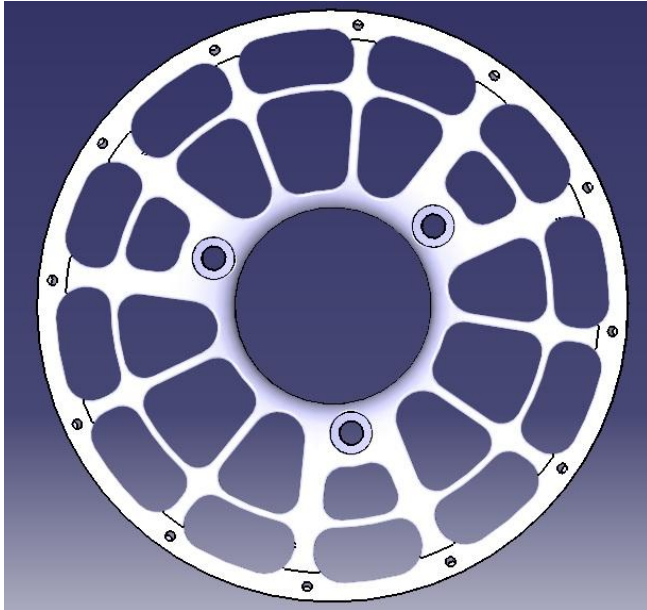


Sele 25. Translatiivne nihe

Kuna antud muleli puhul max. pingete väärtused ületavad Alumeci väsimuspiiri, alustati kolmanda projekteerimise etapiga.

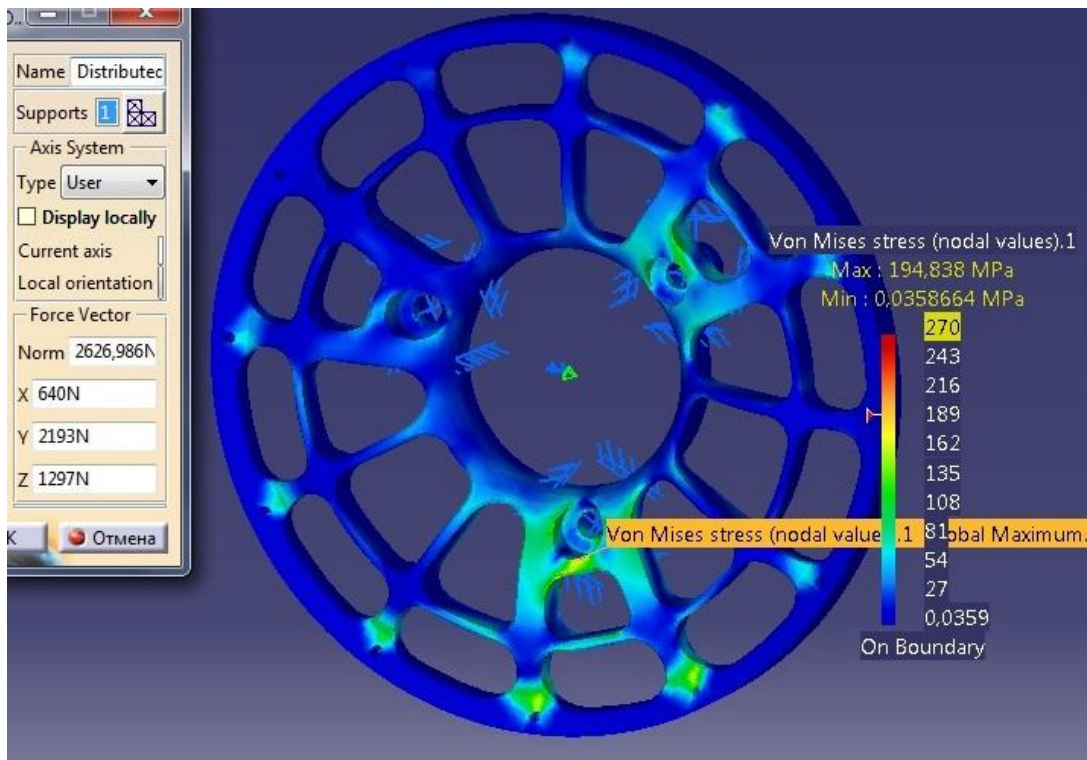
### 3.7.3. III etapp

Viimasel etapil tuginedes FEM analüüsile lisati mudelisse tugevdusriba ning samal ajal tehti kodaraid peenemaks. Idee tuli välja Vormel Ühe velje mudelist, mida kasutas McLareni meeskond 2012a. Arvatavasti need meetmed aitavad teha konstruktsioon kergemaks ning tõhusamaks. Modelleerimise kolmandal etapil kujunes välja järgmine mudeli variant (Sele 26). Sellele mudelile pöörati erilist tähelepanu. Palju tööd tehti pingete kontsentratsioonide kohtades, et alandada kohalike pingeid. Jõudude sujuvaks voolamiseks kodarate nurkades tehti suuremad raadiused.

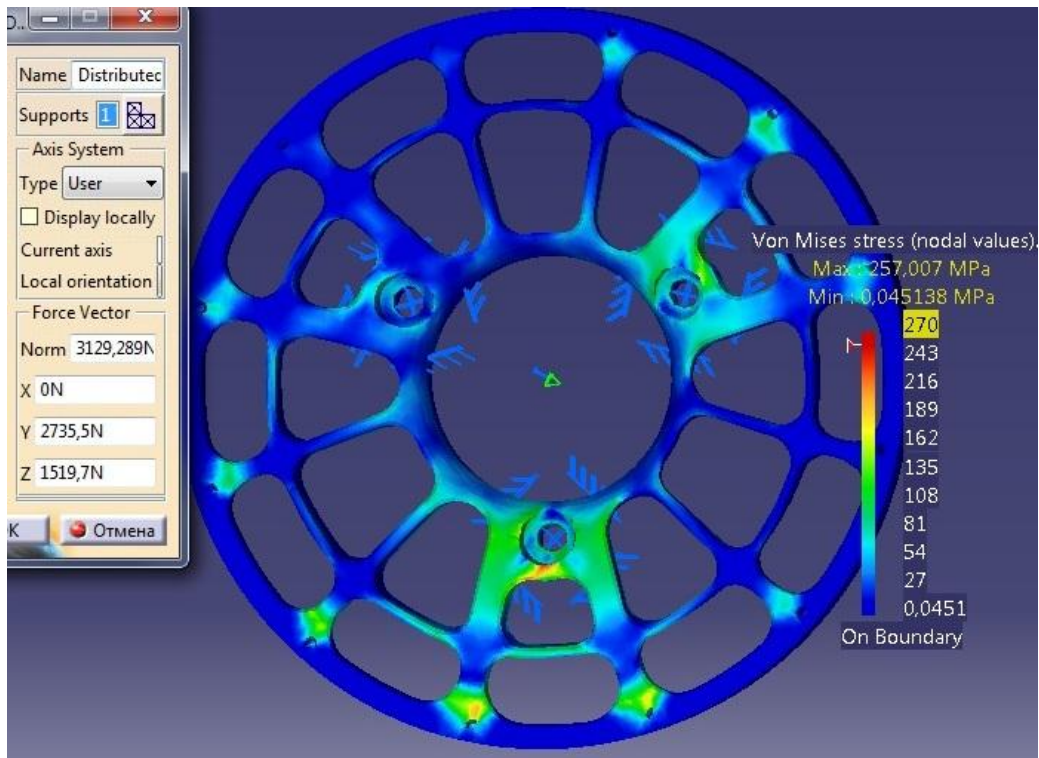


Sele 26. Viimase etapi mudel

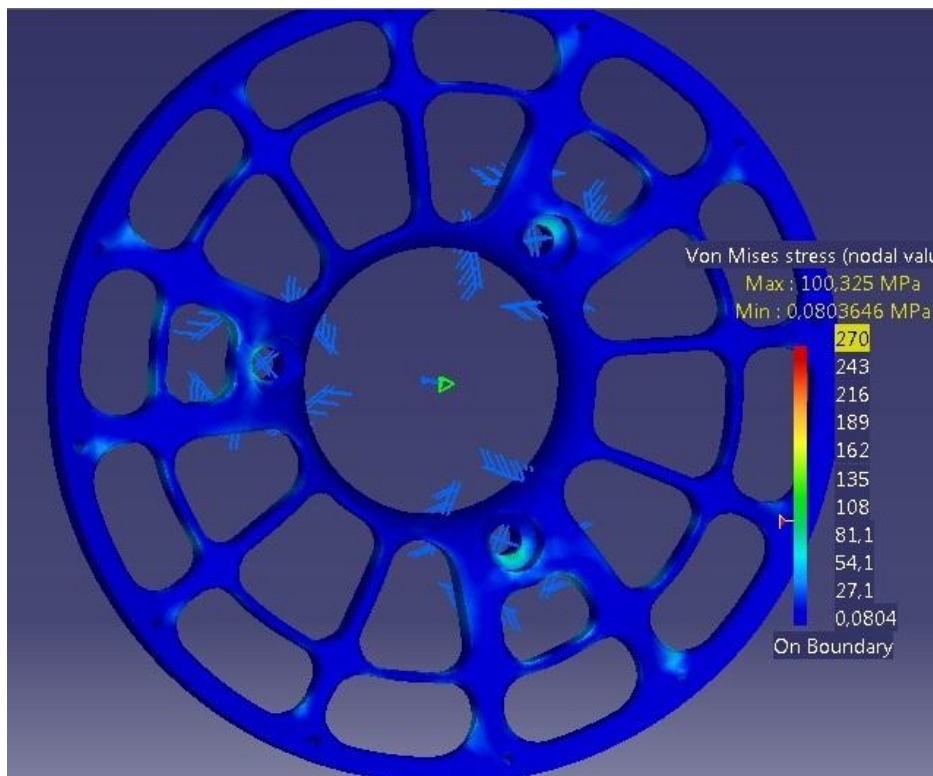
Tugevusanalüüsist on näha, et pingeid läksid tunduvalt alla ning nende väärtused ei ületa 260MPa.



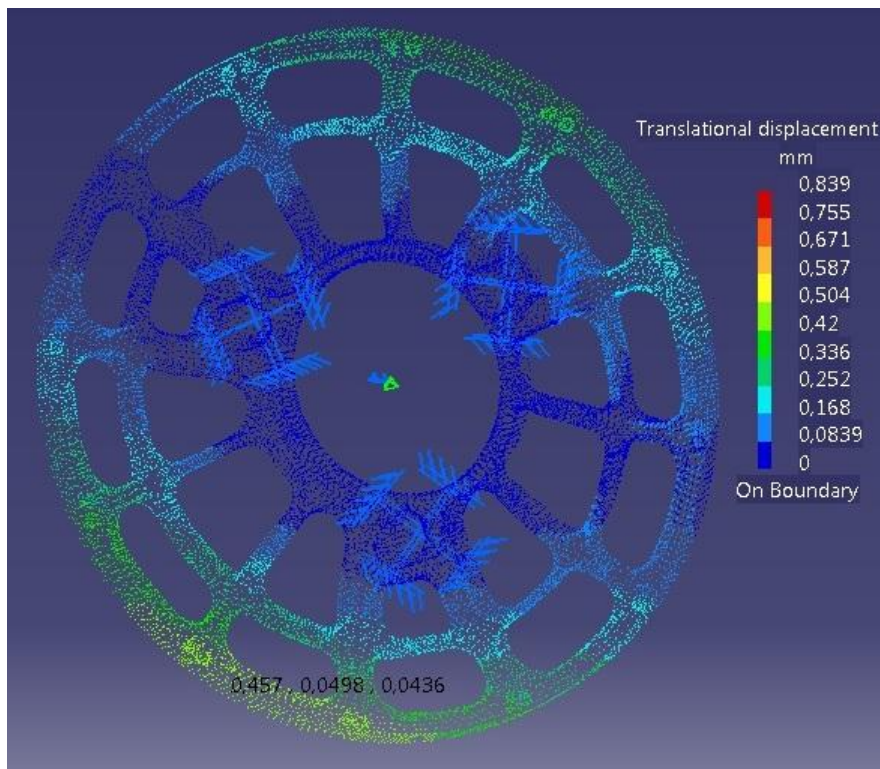
Sele 27. Kombineeritud jõududega koormatud velje pingetejaotus



Sele 28. Max. külgiirendusega velje pingetejaotus



Sele 29. Max. pikikiirendusega velje pingetejaotus



Sele 30. Translatiivne nihe

Viimasesse analüüsi lisati ka pidurdamisel esinev olukord, kus auto pikitelje suunaliselt avaldub veljele 1700N koormus. Selle katse talus mudel väga hästi ning pinged ei ületanud 100MPa. Nihke poolest on konstruktsioon teises etapis toodust natuke kehvem. Maksimaalse koormuse puhul võrdub see 0,21 % detaili läbimõõdust. Liiga suured nihke väärtused analüüsis võivad praktikas tekitada vibratsiooni sõidu ajal.

Analüüsist selgub, et koormuse all tekkivaid pingeid on alla etteantud piiri – 270MPa. Maksimaalne avastatud pinge väärtus on 257MPa. See annab õigust väita, et selline konstruktsioon talub reaalseid katseid ning seda saaks valmistamisele saata.

Säilitades konstruktsiooni kaalu õnnestus suurendada kodarate vahelist avatud pindala kuni 22 621,4 mm<sup>2</sup>-ni. See annab kokku pindala suurendamist 262 %.

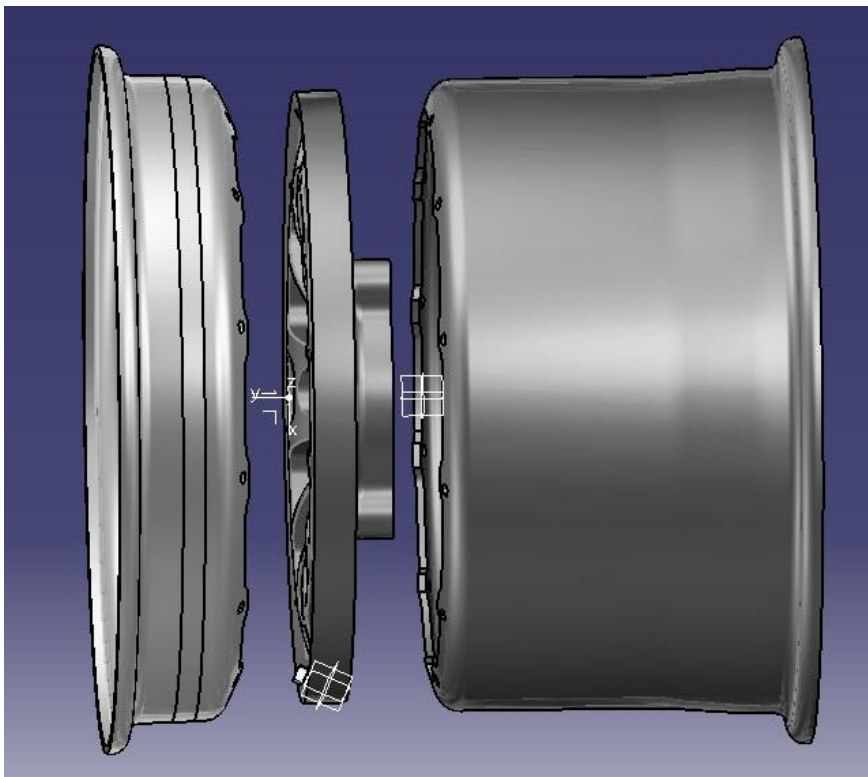
Viimasena modelleeritud vastavalt veljetsentri mudelile pöid. Selleks, et paremini sobida tsentriosa ja võrud kokku, tehti võrudel väljalõiked vastavalt tsentriosa kodarate vaheliste avade kujule (Sele 17). CATIA keskkonnas on arvatatud võrude massid. Kuue tollise sisemise osa mass võrdub 1050g ja välimise osa oma 430g.

Projekteeritud velje parameetrid:

- Velje laius 8 tolli
- Võrude laiused 6 + 2 tolli
- Võrude tootja – KeizerWheels
- Võrude mass: 6 tolline – 1050g, 2 tolline – 430g
- Tsenter CNCs freesitud
- Tsentri materjal: Alumeec
- Tsentri mass: tsenter – 640g
- Kodarate vaheline pindala - 22 621,4 mm<sup>2</sup>
- Terve konstruktsiooni mass – 2120g

Terve velje mass on jäänud 2,1kg piires ja avatud pindala suurenenud 2,6 korda.

Lõpuks valmistati esivelje koost (Sele 31) ning ühendati see auto mudeliga, et veelkord kontrollida kokkusobivust.



Sele 31. Velje koost

## 4. TOOTMINE

Projekteeritud konstruktsiooni puhul oli vaja treida ka ostutootena soetatud põid. Seda operatsiooni teostati manuaaltreipingis kasutades spetsiaalset rakist põia kinnitamiseks pingi padrunis. Lõikamiseks kasutati mahalõike tera, mis oli paigutatud supordisse parallelselt lõikava detaili pöörlemisteljega. Lõikekiiruseks oli valitud madalam, kui puhta alumiiniumi puhul, sest põia materjal on sepistatud.

Tsentriosad on valmistatud prismakujulistest toorikutest CNC pinkide abil, kasutati nii freesimis kui ka treikeskust. Masinate tootja poolt välja kuulutatud töötlemistäpsus on üks sajandik. Tsentriosade toorikute mõõtmed on 240 mm x 240mm x 40mm ja maht võrdub 2300 cm<sup>3</sup>. Tooriku mass on 6,4 kg. Tähendab töötlemisel materjali kadu on umbes 89%. Detail valmistati kolme paigaldusega. Võrude kinnitusavad puuriti CNC pingis.

Tsentriosa kinnitusavade keermestamiseks kasutati kahte M5 keermelõikurid, üks nendest on maha käiatud selleks, et lõigata keeret ava täisulatuses. Keermestamis operatsiooni teostati käsitsi.

Kuna tsentriosa ja võru kontakt saavutatakse kaldpinna abil, peab kindlasti panema hermeetiku tsentriosa ja võrude vahel. Meeskonna sponsoriks erinevate keemiliste ainete puhul on firma LOCTITE. Pärast kokkupanekut avastati, et rehvid ei hoia rõhku. Rehvid eemaldati ning avastati, et LOCTITE liim läks tardudes praguliseks. Konstruktsioon tuli lahti keerata ning pinnad täielikult puhtaks saada. Pärast paigaldati elastne hermeetik sama tootja valikust, mis saavutas sobiva hermeetilisuse.

Ratta mutrid valiti ostutoodetena, mida pärast käsitsi treiti kaalu vähendamiseks.

## KOKKUVÕTE

Käesolev töö keskendus Formula Student võistlusauto FEST13 esivelgede projekteerimisele, analüüsimisele ning valmistamisele. Lõputöö eesmärgiks oli valmistada piirangutele ja nõuetele vastav konstruktsioon, mida saab rakendada FEST13 võistlusautol. Autori poolt püstitatud uurimisülesanded said täidetud: töös on antud ülevaade erinevatele velje lahendustele; valitud uus konstruktsioon ja kirjeldatud selle teostus; läbiviidud jõudude arvutused ning selle alusel tehtud mudeli tugevusanalüüsil. Lõpuks sai mudel reaalselt valmis ning viidi ka tehnilistele tingimustele vastavusele.

Käesoleva töö probleemiks oli eelmise hooaja velje väike kodarate vaheline pindala. Probleemi lahendamiseks tuli leida selline konstruktsioon, mis parandaks seda parameetrit. Läbitöötatud teoreetilise materjali põhjal jõuti järeldusele, et hüdriid või täissüsinik kiust konstruktsiooni ei ole võimalik rakendada nii tehnoloogilistel kui ka majanduslikel põhjustel. Ostutooteid, mis vastavad soovitud parameetritele, samuti ei leitud. Valiti kolmeosaline osandatav konstruktsioon, mille põiad olid ostutoode ja veljetsenter lõigati CNC tehnoloogia abil ühest toorikust. Püstitatud eesmärgi saavutamiseks tuli leida lahendusi mitmetele tehnilistele probleemidele: kinnitus kaldpinna kaudu, kinnitusavade paiknemine ning keermestamine. Veljetsentrit arendati mitme etapina ning igal etapil tehti FEM analüüsi tulemusel põhjal muudatusi. Projekteerimise käigus esines konstruktsioonilisi probleeme ning edukalt leiti neile lahendused. Selle kõige tulemusena õnnestus kõik olulisemaid parameetrid säilitada, kuid kodaravahelist pindala suurendada 260 % võrra.

Kui konstruktsioon sai valmis esines ka mõningaid puuduseid: keeruline tootmine; kaalu ei säästetud; suurem mass jaotatud väga kaugemale velje tsentrist, millega kaasneb ratta inertsi suurenemine. Ajapikku võivad ka tekkida probleemid velje hermeetilisusega. Põia ja tsentri vahele tuleb panna elastne hürmeetik, mitte liim, mille tardudes tekivad praod ja rõhk rehvi sees langeb.

## SUMMARY

Current thesis is focused on design, analysis and creation of Formula Student racecar FEST13 front wheel. The purpose of the thesis was the creation of construction according to limitations and requirements, which could be implemented if FEST13 racecar. The research tasks were accomplished. The overview of different wheel solutions has been represented in thesis; a new construction has been designed and its realization has been described; a calculation of forces acting to the rim has been carried out and according to the results strength analysis has been performed. As a result of the thesis model was produced according to technical requirements.

The problem of the thesis was a small free area between the wheel spokes. A solution to improve this parameter needed to be found during this research.

According to theoretical material the author concluded that a hybrid or full carbon construction can not be applied both for technological and economical reasons. Finished products from wheel manufacturers according to the technical requirements were also not found. There was selected a three piece rim construction, where the rim shells were a finished products and the centre was CNC milled from a prism-shaped Alumec preform. To accomplish the task solutions for technical problems needed to be found: the stated objective needed solutions for several technical problems: attachment via sloping surface, the location of mounting holes and threading. The wheel centres were developed in multiple stages and at every stage corrections were made according to FEA analysis. During the design process the existing constructional problems were solved successfully. As a result the weight of the rim remained 2,1 kg, but the free area between the spokes grew by 260%.

Also, some minor disadvantages of designed rim occurred: complicated manufacturing; rim weight did not decrease, but the moment of inertia increased; and there is a chance of air leakages.

## VIIDATUD ALLIKAD

- [1] K. Reif, K. Dietsche, Automotive handbook, 2012.
- [2] J. Luppin, H. Rämmal, õppematerjal Veermik II, 2004
- [3] . „Wheels“ [Võrgumaterjal]. Available:  
<http://www.formula1-dictionary.net/wheels.html> [Kasutatud 1. märts, 2015].
- [4] „2015 Formula SAE® Rules“ [Võrgumaterjal]. Available:  
<http://www.fsaeonline.com/content/2015-16%20FSAE%20Rules%20revision%2091714%20kz.pdf>  
[Kasutatud 1. aprill, 2015].
- [5] Sten Soomlais, „Sõiduki konstrueerimise alused“, õppematerjal, 2010
- [6] Formula Student Combustion - World Ranking [Võrgumaterjal]. Available:  
<http://mazur-events.de/fs-world/?cl=1> [Kasutatud 7. aprill, 2015].
- [7] „Alumec“ [Võrgumaterjal]. Available: <http://www.uddeholm.se/english/files/alumec-english.pdf> [Kasutatud 12. aprill, 2015].
- [8] Tiit Tiidemann, Masinaelemendid I, Tallinn 1994
- [9] Race Car Engineering., AOL, 2007-2012

