



Sveučilište u Zagrebu  
Fakultet strojarstva i brodogradnje

Katedra za motore i vozila  
Laboratorij za motore i vozila



# PROJEKT FORMULA STUDENT – STRIX

## FSB RACING TEAM

Zagreb, travanj 2017.

Ovaj rad izrađen je na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u sklopu Laboratorija za motore i vozila pod vodstvom prof. dr. sc. Darka Kozarca i predan je na natječaj za dodjelu Posebne Rektorove nagrade u akademskoj godini 2017.

# Sadržaj

1. Uvod.....	6
1.1. O FSB racing timu.....	6
1.2. O natjecanju Formula Student .....	6
2. Konstrukcija i izrada bolida .....	7
2.1. Konstrukcija šasije .....	7
2.2. Izrada šasije .....	16
2.3. Tehnologija zavarivanja .....	20
2.4. Odabir postupka zavarivanja .....	24
2.5. Toplinska obrada .....	25
3. Ovjes – problematika i karakteristike.....	27
3.1. Osnovni pojmovi iz kinematike vozila.....	27
3.2. Određivanje kinematike ovjesa FSAE bolida Strix.....	35
3.3. Prednji ovjes.....	36
3.4. Stražnji ovjes .....	40
3.5. Ovjes bolida – Strix.....	44
3.6. Analiza naprezanja dijelova ovjesa bolida Strix.....	47
4. Pogon i prijenos snage.....	51
4.1. Uvod.....	51
4.2. Postojeći mjenjač i zahtjevi nove konstrukcije.....	51
4.3. Analiza najčešćih rješenja u formuli student .....	53
4.3.1. Općenito .....	53
4.3.2. Opis sustava prijenosa lancem.....	54
4.3.3. Morfološka matrica sastavnih dijelova sustava za prijenos momenta i snage .....	54
4.4. Konceptualno rješenje problema prijenosa snage i momenta .....	56
4.4.1. Motor i Mjenjač.....	56
4.4.2. Diferencijalni prijenosnik i poluosovine .....	56
4.4.3. Materijal i veličina kotača .....	57
4.5. Sastavni dijelovi mjenjača.....	58
4.5.1. Dijelovi za prijenos snage .....	58
4.5.2. Ulazni parametri .....	59
4.5.3. Odabir prijenosnih omjera.....	60
4.5.4. Odabir prijenosnih omjera (postojećih zupčanika) i prijenosnog omjera sekundarne (osovinske) redukcije (eng. final drive).....	60
4.6. Diferencijalni prijenosnik.....	63
4.6.1. Odabir diferencijalnog prijenosnika .....	63

4.6.2.	Konstrukcija kućišta diferencijala .....	63
4.6.3.	Zupčasti par za sekundarnu redukciju .....	65
4.6.4.	Ležajevi .....	70
4.7.	Kućište mjenjača .....	73
4.7.1.	Materijal kućišta .....	73
4.7.2.	Metoda izrade .....	73
4.7.3.	Konstrukcija kućišta .....	74
4.8.	Pomoćni sustavi.....	74
4.8.1.	Sustav za pokretanje motora.....	74
4.8.2.	Sustav za proizvodnju električne energije.....	77
4.8.3.	Sustav za umanjeње utjecaja vibracija.....	79
4.9.	Sustav za kočenje vozila.....	80
4.9.1.	Ulazni parametri kočenja.....	80
4.9.2.	Proračun paoka diska.....	81
5.	Aerodinamika bolida .....	82
5.1.	Uvod .....	82
5.2.	Ciljevi i optimizacija pri razvoju.....	83
5.3.	Odabir zadovoljavajućeg aerofoil profila.....	85
5.4.	Komponente aerodinamičkog paketa .....	86
5.4.1.	Prednje krilo .....	86
5.4.2.	Stražnje krilo (rear wing).....	87
5.4.3.	Podnica (Undertray) .....	89
5.5.	Numeričke vrijednosti simulacija razrađenih dijelova .....	90
6.	Ispitivanje motora na kočnici .....	94
7.	Elektronički sustavi bolida Strix .....	100
7.1.	Zahtjevi.....	100
7.2.	Upravljačka ploča.....	101
7.2.1.	Implementacija .....	102
7.3.	Istosmjerni kapacitivni sustav paljenja – CDI.....	106
7.3.1.	Cilj.....	106
7.3.2.	Dizajn .....	106
7.3.3.	Implementacija .....	106
7.4.	Centralna upravljačka jedinica – VEMS .....	107
7.5.	Sustav elektroničkog mijenjanja brzina.....	111
7.5.1.	Uvod .....	111
7.5.2.	Mjerenje.....	111

7.5.3. Izbor aktuatora.....	111
8. Udarna zona.....	118
8.1. Uvod.....	118
8.2. Materijal i konstrukcija.....	118
8.3. Test udarnog opterećenja.....	120
8.4. Rezultati testiranja.....	122
9. Izrada – primjeri izrade nekih dijelova.....	125
9.1. Volan.....	125
9.2. Zračna kutija (plenum).....	128
9.3. Nosači kotača.....	131
9.4. Pedalbox.....	134
9.5. Podnica.....	136
9.6. Nosiva konstrukcija bolida.....	138
9.7. Oklop bolida.....	141
9.8. Letva volana.....	144
10. Popis članova FSB Racing Teama.....	149
11. Popis literature.....	150
Sažetak.....	151
Abstract.....	152
Zahvale.....	153

# 1. Uvod

## 1.1. O FSB racing timu

*FSB Racing Team* osnovan je 2004. godine kao dio studentske udruge HSA-SF na Fakultetu strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu. Dvadeset i pet članova momčadi su studenti viših godina svih smjerova i usmjerenja FSB-a, studenti Fakulteta elektrotehnike i računarstva, Zagrebačke škole ekonomije i menadžmenta i studenti Ekonomskog fakulteta u Zagrebu. Primarna zadaća momčadi je osmisliti, konstruirati te izraditi bolid za natjecanje *Formula Student* prema pravilniku koji je u tehničkim aspektima vrlo sličan onome iz Formule 1.

- Momčad je podijeljena u nekoliko skupina:
  - Šasija
  - Ovjes i upravljanje
  - Elektronika
  - Motor
  - Prijenos snage
  - Dizajn
  - Marketing

## 1.2. O natjecanju Formula Student

Formula Student je najprestižnije inženjersko natjecanje studenata organizirano od strane IMechE-a (međunarodne institucije inženjera strojarstva). Korijeni natjecanja sežu u osamdesete godine prošlog stoljeća od natjecanja Formula SAE i natjecatelji (studenti) se natječu u izradi vlastitog bolida prema pravilniku Formule Student. Pravilnik natjecanja („2017 Formula SAE Rules”) je podijeljen na 4 dijela: A, B, C i D dio. Dio A se odnosi na administrativne zahtjeve, B dio na tehnička pravila, C dio na zahtjeve statičkog djela, a D dio na zahtjeve dinamičkog djela natjecanja. Izrađuje se bolid jednosjed sa četverotaktnim motorom do  $610 \text{ cm}^3$  s restriktorom usisa promjera 20 mm. Cijena bolida bi trebala biti do 25 000 \$ za seriju od 1000 komada. Natjecanje se sastoji od statičkih i dinamičkih elemenata natjecanja.

Statički: prezentacija, troškovnik, opis konstrukcijskih rješenja.

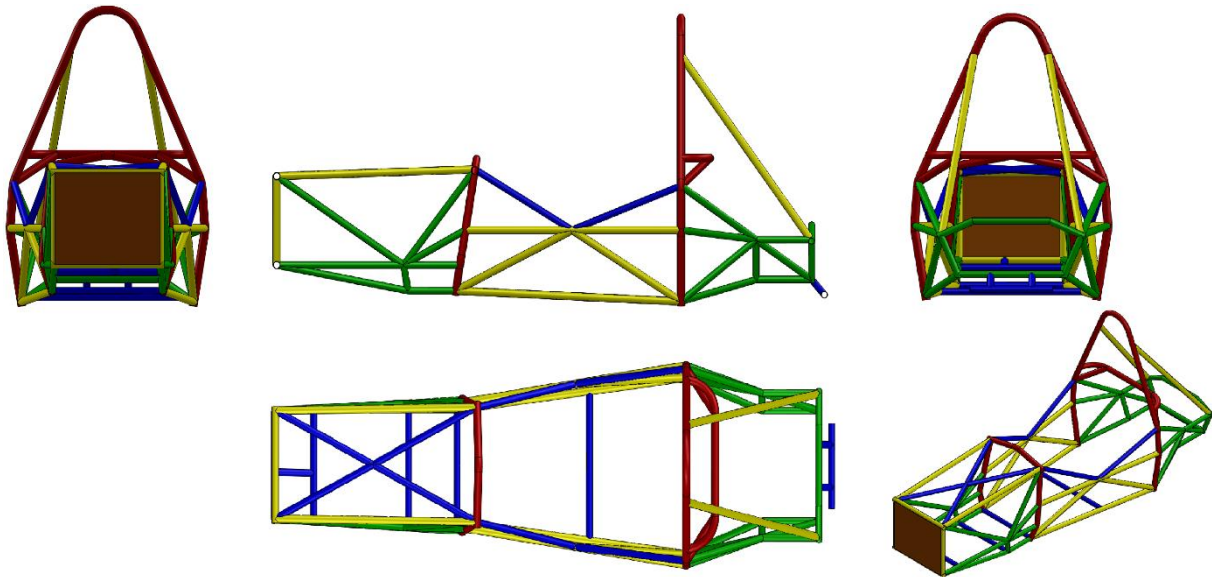
Dinamički: utrka ubrzanja, “osmica”, sprint utrka, utrka izdržljivosti, potrošnja goriva.

## 2. Konstrukcija i izrada bolida

### 2.1. Konstrukcija šasije

Šasija je jedan od najvažnijih dijelova automobila čija je glavna uloga prihvat komponenti vozila. Opterećena je vanjskim i unutarnjim opterećenjima. Vanjka opterećenja dolaze od mjesta kontakta kotača i podloge, prenose se kroz ovjese i njegove elastične elemente te od aerodinamičkih opterećenja. Unutarnja opterećenja uzrokuju mase tereta (npr. masa vozača, motora itd.), sama masa vozila te unutarnja opterećenja koja su rezultat reakcijskih sila pogona i ovjesa. Osnovni zahtjevi za šasiju su da mora biti dovoljno kruta s obzirom na uvijanje, savijanje, mora moći prihvatiti i podržati sve komponente vozila, upiti sva opterećenja, a da pri tome ne dođe do izraženih deformacija.

Šasija je nosiva rešetkasta cijevna konstrukcija. Materijal cijevi je čelik za poboljšavanje 25CrMo4 izrazito dobrih mehaničkih svojstava, odabran s ciljem postizanja što veće sigurnosti vozača u slučaju prevrtanja i frontalnog sudara. Sama konstrukcija je zavarana u tvornici Rimac Automobili d.o.o.



Slika 1. Šasija u različitim pogledima.

Osnovna struktura šasije sastoji se od sljedećih komponenti:

- Glavnog obruča
- Prednjeg obruča
- Ukrute i oslonaca glavnog i prednjeg obruča
- Bočne udarne zone
- Prednje pregrade
- Sustava oslanjanja prednje pregrade

Na slici 1 je prikazana konstrukcija šasije te su cijevi obojene različitim bojama kako bi se razlikovali pojedini dijelovi konstrukcije, a ujedno i cijevi različitih dimenzija poprečnog presjeka.

Pojedini dijelovi konstrukcije i dimenzije poprečnih presjeka cijevi navedeni su u tablici 1.

Tablica 1. Dimenzije poprečnih presjeka cijevi.

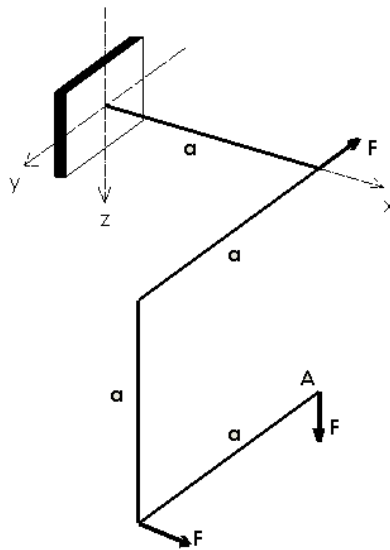
DIO STRUKTURE	PROFIL CIJEVI
Prednji glavni obruč te cijev na koju se vežu pojasevi (cijevi obojene crvenom bojom na slici...)	Kružni presjek Ø30 mm x 2 mm
Bočna udarna struktura, ukrute glavnog obruča prednja pregrada (cijevi obojene žutom bojom na slici)	Kružni presjek Ø28 mm x 1,5 mm metrička
Ukrute između prednje pregrade i prednjeg obruča konstrukcija iza glavnog obruča (cijevi obojene zelenom bojom na slici....)	Kružni presjek Ø25,4 mm x 1,2 mm

Također je provedena analiza čvrstoće i krutosti šasije s ciljem dobivanja iznosa vrijednosti naprezanja i pomaka kako bismo bili u stanju dobiti okvirnu procjenu da li šasija uopće zadovoljava u pogledu čvrstoće i krutosti. Analiza konstrukcije šasije provedena je metodom konačnih elementa pomoću programskog paketa Abaqus.

U bilo kojem slučaju analize čvrstoće i krutosti metodom konačnih elemenata pomoću komercijalnih programskih paketa prije svega je potrebno odabrati konačni element koji će se koristiti za analizu te testirati konačni element, odnosno provjeriti koliko točne rezultate daje korišteni konačni element. Pošto se šasija sastoji od cijevnih elementa za analizu je korišten



prostorni gredni konačni element, a testiranje je obavljeno na jednostavnijem primjeru za koji je poznato analitičko rješenje.



Slika 2. Prostorni nosač.

Na slici 2 je prikazan prostorni nosač za koji je poznato analitičko rješenje pomaka točke A u smjeru osi x te je na njemu provedeno testiranje konačnih elemenata.

Zadani su sljedeći podatci:

$$F = 100 \text{ N}, a = 300 \text{ mm}, E = 210 \text{ GPa}, \nu = 0,3, D = 25,4 \text{ mm}, d = 21,4 \text{ mm} .$$

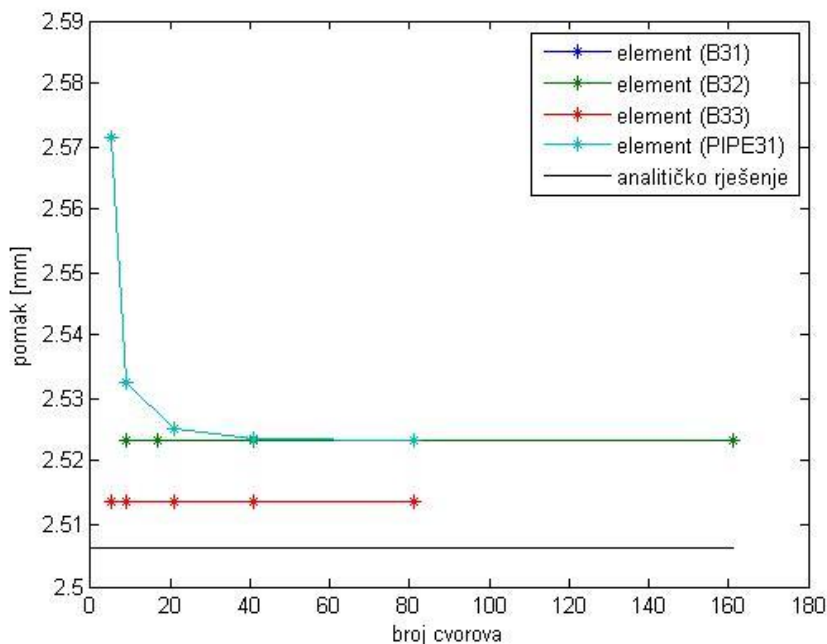
Iznos opterećenja i geometrija nosača je proizvoljno odabrana, a za materijal je odabran čelik.

Analitičko rješenje pomaka u točki A u smjeru osi x dobiveno pomoću izraza Mohrovog integrala i iznosi:

$$\delta_A = 1,976 \cdot \frac{Fa^3}{EI} = 2,5063 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\pi D^4}{64} - \frac{\pi d^4}{64} = 10136,75 \text{ mm}^4$$

Na prostornom nosaču prikazanom na slici 2 su testirani različiti prostorni gredni konačni elementi za koje je promatrana konvergencija iznosa pomaka te odstupanje iznosa pomaka točke A u smjeru osi x od analitički dobivenog iznosa pomaka. Na slici 3 je prikazana konvergencija pomaka i odstupanje rješenja dobivenih metodom konačnih elemenata u programskom paketu Abaqus u odnosu na analitičko rješenje.



Slika 3. Konvergencija pomaka prostornog nosača.

Iz slike 3 se vidi da s porastom broja čvorova odnosno porastom broja konačnih elemenata se sve više približavamo analitičkom rješenju međutim uvijek postoji određeno odstupanje od analitičkog rješenja što nam potvrđuje da je metoda konačnih elemenata približna metoda tj. kod svakog dobivenog rezultata postoji odstupanje od točnog rezultata odnosno greška koja izraženo u postotcima na promatranom prostornom nosaču iznosi za prostorni gredni element B31 i PIPE 31 0,67%, za element B32 također 0,67% međutim konvergencija rješenja je trenutna, a za element B33 odstupanje iznosi svega 0,29%. Za daljnju analizu konstrukcije šasije korišten je element B32 iako je odstupanje od stvarnog rješenja nešto veće nego kod elementa B33. Međutim razlog zbog kojeg je korišten element B32 je u tome što navedeni po svojoj formulaciji opisuje posmične deformacije dok element B33 ne opisuje posmične deformacije.

Analiza čvrstoće i krutosti provedena je za karakteristične slučajeve opterećenja a to su skretanje, kočenje i asimetrija.

- Pri kočenju dolazi do longitudinalnog prijenosa ovješene mase, tj. u trenutku kočenja sve ovještene mase imaju tendenciju da se po inerciji nastave gibati pravocrtno. Zbog toga se javlja longitudinalna komponenta opterećenja na podvozju. Ta longitudinalna

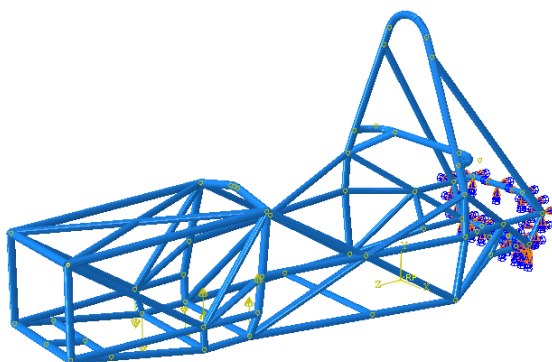
komponenta i težina ovješnih masa čine opterećenja koja se javljaju na šasiju u uvjetima kočenja.

- Pri skretanju radi promjene smjera gibanja vozila dolazi do lateralnog prijenosa ovješnih masa zbog čega se javlja lateralna komponenta opterećenja na podvozju. Ta lateralna komponenta ovješnih masa i sama težina ovješnih masa čine glavna opterećenja na šasiju u uvjetima skretanja.
- Asimetrična opterećenja; javljaju se u slučaju kad bolid jednim kotačem naiđe na ispupčenje ili udubljenje na cesti. Uzrokuju uvijanje šasije.

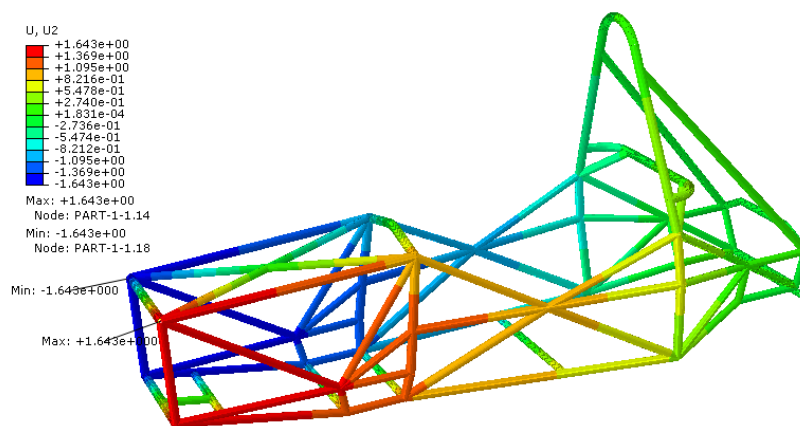
Također je još proveden i analiza opterećenja na torziju s ciljem određivanja torzijske krutosti šasije. Opterećenje šasije na torziju vrši na načina da se prednji dio šasije optereti spregom sila tako što na mjestima prihvata prednjeg ovjesa postavimo silu u vertikalnom smjeru, a zadnji kraj bolida ukliještimo. Cilj je izračunavanje torzijske krutosti. Potrebno je da torzijska krutost bude u intervalu od 1200 do 2200  $\frac{\text{Nm}}{\circ}$  radi što bolje iskoristivosti ovjesa tj. što boljih voznih osobina vozila.

Izračunata su ulazna opterećenja postavljeni rubni uvjeti, provedena je analiza čvrstoće i krutosti šasije te su dobiveni sljedeći rezultati (više o tome kao su izračunata ulazna opterećenja nalazi se u [1]):

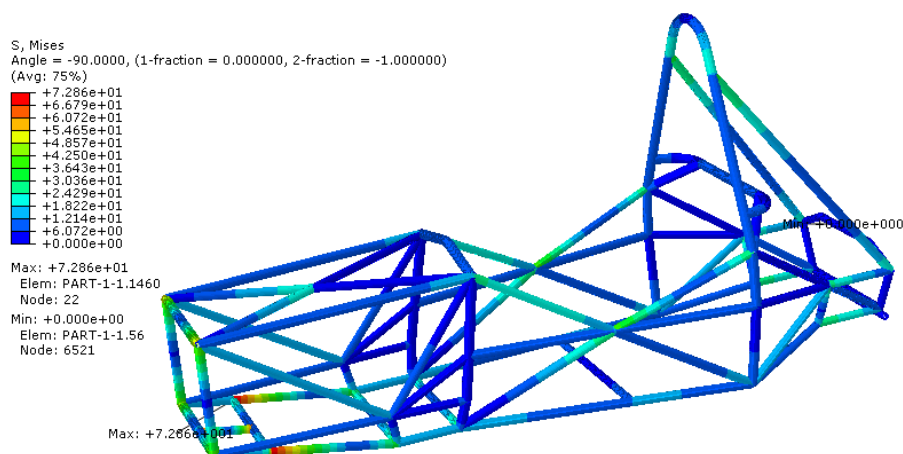
a) Šasija torzijski opterećena



Slika 4. Rubni uvjeti u slučaju torzijskog opterećenja.

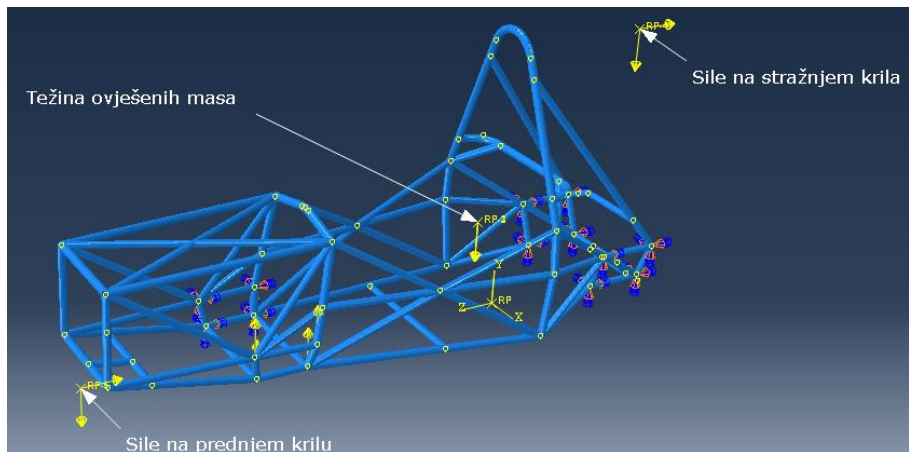


Slika 5. Raspodjela pomaka u smjeru vertikalne osi.

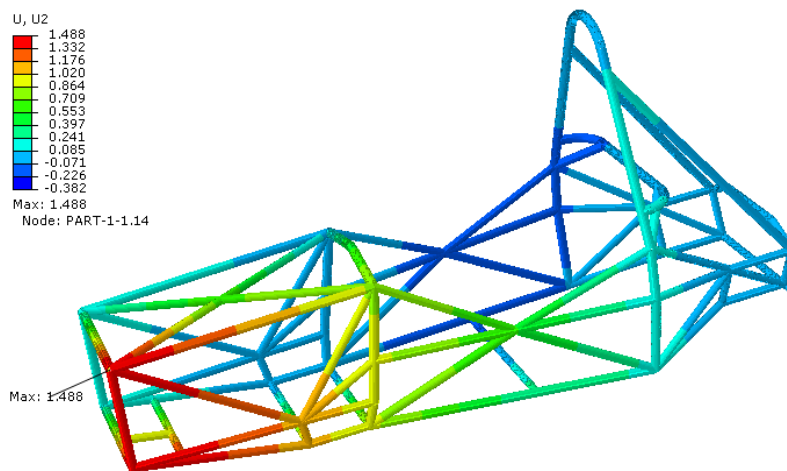


Slika 6. Raspodjela ekvivalentnih naprezanja prema HMH teoriji čvrstoće.

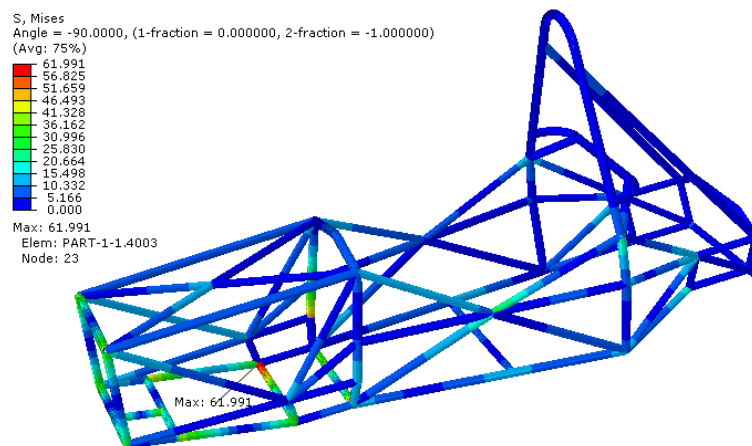
b) Asimetrično opterećenje šasije



Slika 7. Rubni uvjeti u slučaju asimetričnog opterećenja.

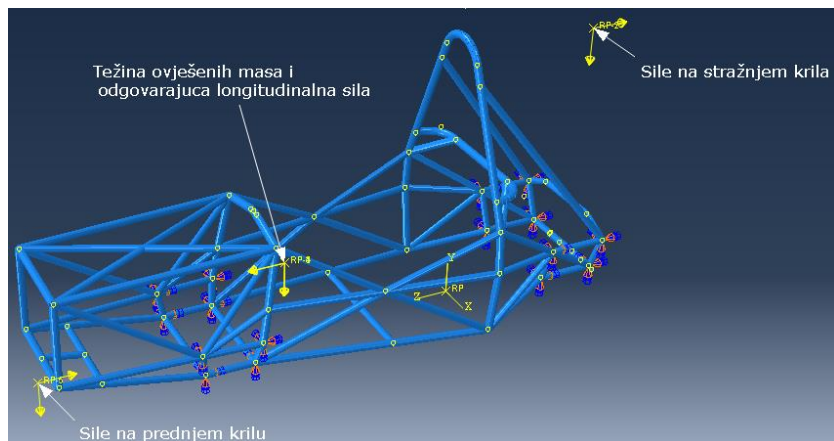


Slika 8. Raspodjela pomaka u smjeru vertikalne osi.

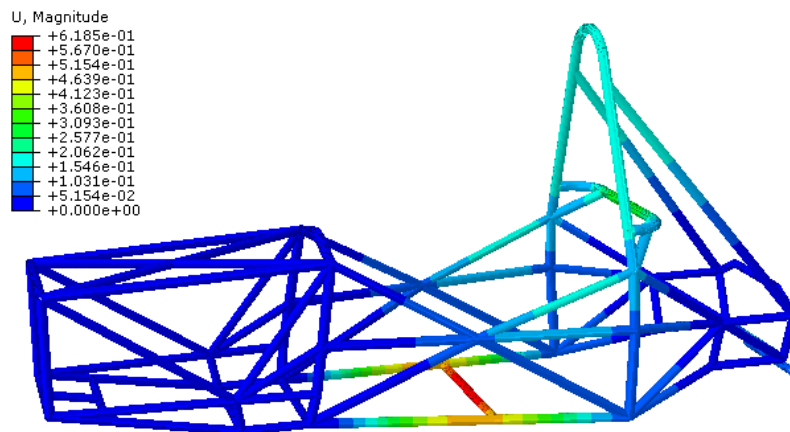


Slika 9. Raspodjela ekvivalentnih naprezanja prema HMH teoriji čvrstoće.

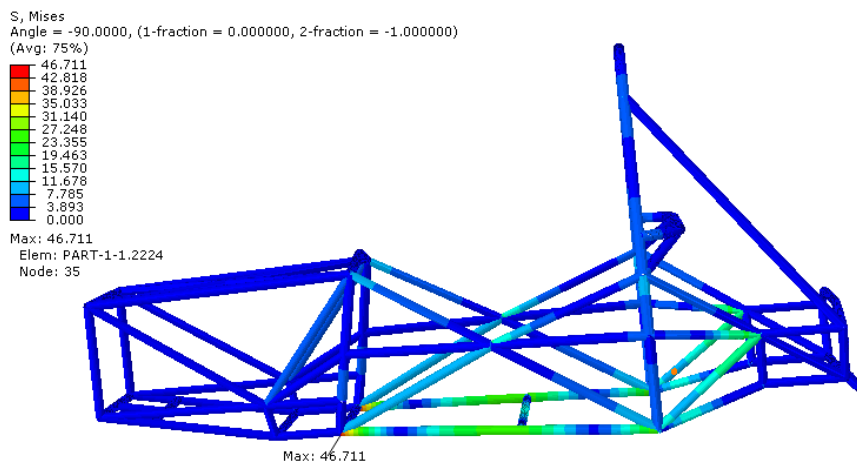
c) Opterećenje šasije pri kočenju



Slika 10. Rubni uvjeti u modelu kočenja.

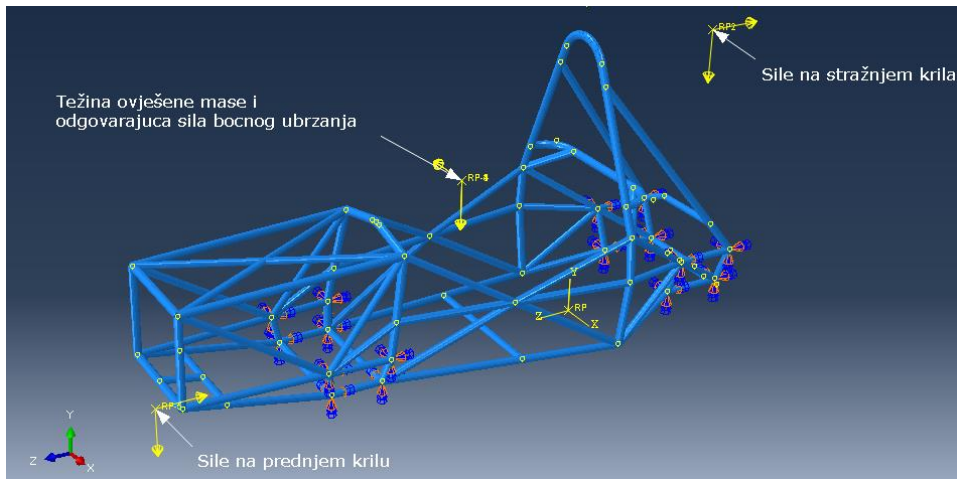


Slika 11. Raspodjela rezultantnog pomak.

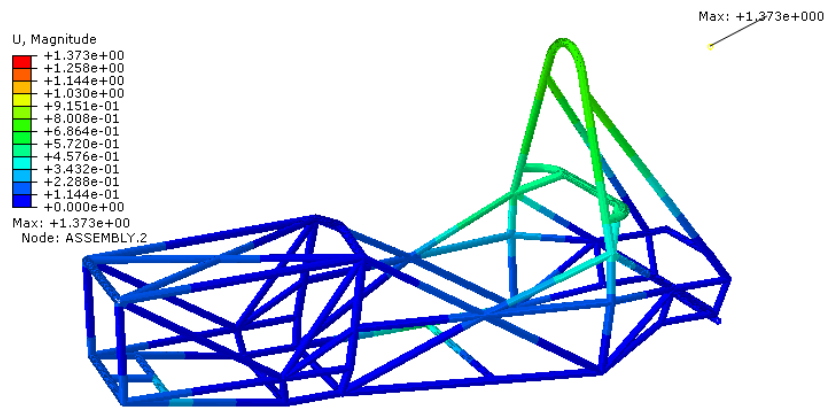


Slika 12. Raspodjela ekvivalentnih naprezanja prema HMM teoriji čvrstoće.

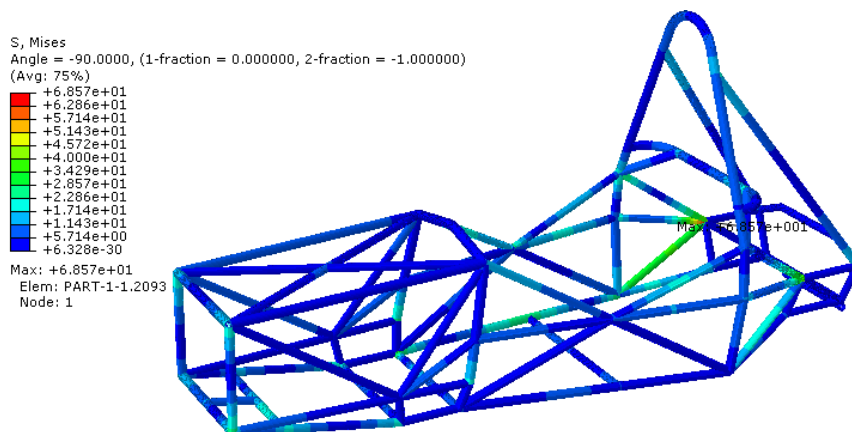
d) Opterećenje šasije pri skretanju



Slika 13. Rubni uvjeti u modelu opterećenja pri skretanju.



Slika 14. Raspodjela rezultantnog pomaka.



Slika 15. Raspodjela ekvivalentnog naprezanja prema HMM teoriji čvrstoće.

Iz dobivenih rezultata se može zaključiti da šasija zadovoljava i u pogledu čvrstoće i u pogledu krutosti.

## 2.2. Izrada šasije

### 1. Cr-Mo čelici

Cr-Mo čelici se dijele na dvije glavne grupe

- čelici postojani pri povišenim temperaturama sa 0,5 do 8% kroma i 0,5 do 1% molibdena ali s niskim sadržajem ugljika (  $C < 0,15\%$  )
- čelici s 1% kroma i 0,3% molibdena ali s višim sadržajem ugljika (od 0,25 do 0,35 % C )

U daljnjem tekstu će biti opisana druga grupa navedenih čelika legirani kromom i molibdenom koji su korišteni za proizvodnju cijevi od kojih je izrađena šasija.

Utjecaj legirnih elemenata na svojstva 25CrMo4 čelika

**Ugljik** je osnovni element koji određuje pogodnost za zavarivanje i ima najveći utjecaj na svojstva čelika. S povećanjem udjela ugljika u čeliku do otprilike 0,85% rastu tvrdoća, vlačna čvrstoća i granica razvlačenja te postaje pogodan za toplinsku obradu. Nasuprot tome, žilavost i zavarljivost se smanjuju. Sadržaj ugljika u legiranim, zavarljivim čelicima mora biti ograničen, rijetko je veći od 0,35%. Počevši od određene vrijednosti sadržaja ugljika treba poduzeti specijalne mjere predostrožnosti da bi se umanjio štetan utjecaj ovog elementa.

**Mangan** je gamageni element, a povećavanjem njegova sadržaja povećava se vlačna čvrstoća i tvrdoća, a u manjoj mjeri i granica razvlačenja. Također se smanjuje udarna žilavost. Pri sadržaju mangana iznad 1% povećava se sklonost čelika prema zakaljivanju i zavarivanje je otežano pa stoga njegov sadržaj treba ograničiti, osim u nekim posebnim slučajevima kada ima presudno značenje za povišenje tvrdoće čelika i otpornost prema trošenju (austenitni čelici sa 13-14% Mn). Smanjenjem sadržaja mangana ispod 0,5% vlačna se čvrstoća znatno smanjuje, ali se udarna žilavost povećava.

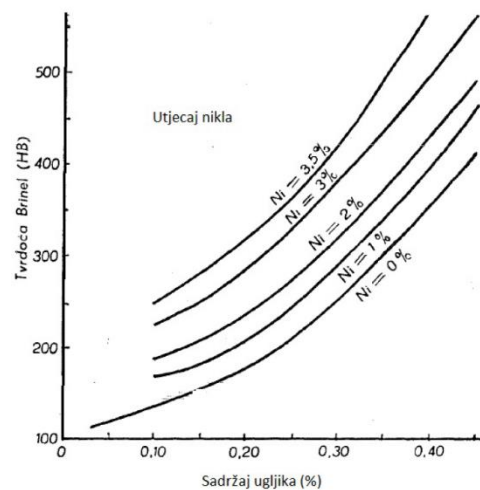
Osim toga, mangan je snažan dezoksidirajući element i kao sastojak obloženih elektroda ili žica za zavarivanje svojim reakcijama sa talinom doprinosi dezoksidaciji i legiranju metala zavara.

**Silicij**, kao alifageni element, je snažno redukcijsko sredstvo slično manganu. Njegov sadržaj u čeliku treba biti ograničen jer povećava sklonost metala zavara prema pojavi pukotina. Sadržaj



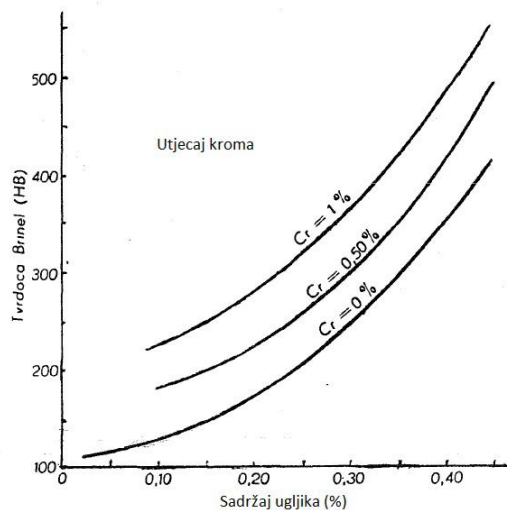
silicija, koji se mijenja u zavisnosti od vrste čelika, načina proizvodnje, sadržaja ugljika i mangana, u konstrukcijskim čelicima mora biti ograničen na 0,15 do 0,30 %.

**Nikal**, gamageni element, povisuje zakaljivost kao i ugljik i mangan. U niskougljičnim čelicima ( $C < 0,15\%$ ), pri odsustvu drugih legiranih elemenata, dozvoljava se sadržaj od 3 do 5% nikla, bez velikog utjecaja na krhkost metala zavara. Udio nikla do 10% povećava granicu razvlačenja i vlačnu čvrstoću, a neznatno se smanjuje istežljivost. Nikal ne tvori karbide u čeliku već ostaje otopljen u feritu, dajući ovoj fazi čvrstoću i žilavost. Nikal općenito povećava prokaljivost i udarnu čvrstoća čelika. Udarna čvrstoća na niskim temperaturama naročito se poboljšava ako je sadržaj kisika, dušika, sumpora, fosfora, mangana i silicija nizak. Pri malim koncentracijama, nikal poboljšava deformacijsku sposobnost metala zavara, usitnjuje zrno i povoljno djeluje na temperature prijelaza u krhko stanje.



Slika 16. Utjecaj nikla na tvrdoću čelika [1].

**Krom**, kao alifageni element, u niskolegiranim konstrukcijskim čelicima dodan je uglavnom s drugim elementima, niklom, molibdenom. On povećava zakaljivost čelika. Loša osobina kroma, s gledišta zavarljivosti, sastoji se u nastajanju teško topljivih oksida kroma. Ovaj legirni element ima utjecaj na stupanj zakaljivosti u zoni utjecaja topline za vrijeme zavarivanja. Krom se javlja kao obavezni legirajući element u mnogobrojnim specijalnim čelicima koji se primjenjuju u zavarenim konstrukcijama, kao što su krom-molibden čelici, postojani na povišenim temperaturama i otporni prema puzanju, austenitni krom-nikal čelici, vatrootporni čelici s visokim sadržajem kroma ( 20-30%) i nikal-krom legure.



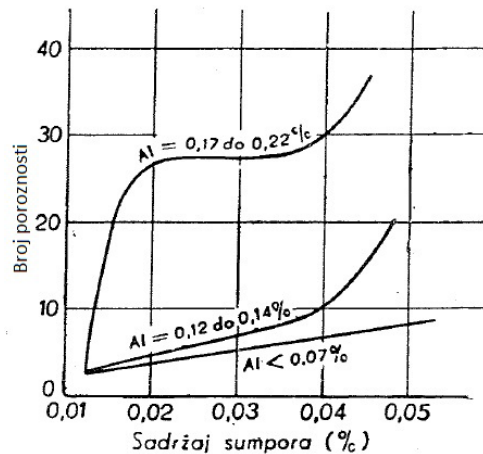
Slika 17. Utjecaj kroma na tvrdoću[1].

**Molibden** povišuje zakaljivost čelika i prokaljivost, te je stoga u ugljičnim čelicima bogatim ugljikom (25 CrMo4, 35 CrMo4) njegov sadržaj ograničen na 0,25 do 0,35%. Čak i u malim koncentracijama (0,5 %) molibden povišuje vatrootpornost i otpornost prema puzanju, sprječava krhkost i poboljšava korozivsku otpornost čelika. S ove točke gledišta, molibden je važan legirni element u specijalnim niskolegiranim čelicima. Pri sadržaju 0,5% molibdena zakaljivost čelika znatno raste a metalurška zavarljivost čelika se pogoršava.

**Vanadij** veoma brzo povišuje zakaljivost čelika, te njegov sadržaj treba biti strogo ograničen i njegova vrijednost u čeliku rijetko prijelazi vrijednost 0,1 do 0,2%. Vanadij se sve više i više upotrebljava, zajedno sa molibdenom, za legiranje nekih na povišenim temperaturama postojanih i vatrootpornih zavarljivih čelika. Čelici legirani vanadijem su pri zavarivanju osjetljiviji na pukotine i zahtijevaju posebnu tehnologiju zavarivanja. Povećanjem sadržaja vanadija iznad 0,05% povećava otpornost prema starenju, a iznad 0,5% udarna žilavost opada.

**Aluminij** je alifageni element i predstavlja snažan reduksirajući element već pri veoma malim koncentracijama. Male količine aluminija u čeliku (0,06 %) povećavaju vlačnu čvrstoću, ali smanjuju plastičnost i udarnu žilavost a povećavaju sklonost prema pukotinama. Dezoksidacija čelika aluminijem umanjuje štetan utjecaj dušika na starenje, pospješuje nastajanje nitrata aluminija. Aluminij se nekim čelicima dodaje u većim količinama (0,5 do 1%) da bi im se osigurala veća otpornost prema oksidaciji pri visokim temperaturama. U tom slučaju aluminij otežava zavarivanje uslijed nastajanja oksida aluminija. Koristi se za regulaciju rasta veličine zrna prije kaljenja. Aluminijski čelici se mogu zavarivati samo upotrebom specijalnih topitelja.

**Sumpor**, olakšava nastajanje poroznosti i povećava sklonost pojavi pukotina. Dokazano je da prisustvo sumpora u količini do 0,03% u čeliku 25CrMo4 sa sadržajem aluminija manjim od 0,01% nema nikakvog utjecaja na poroznost, dok utjecaj postaje primjetan kada njegov sadržaj prelazi 0,1%. Sumpor loše utječe na svojstva toplinske obrade - zavarljivost čelika pada s povećanjem udjela sumpora.



Slika 18. Ovisnost broja poroznosti o sadržaju sumpora[1].

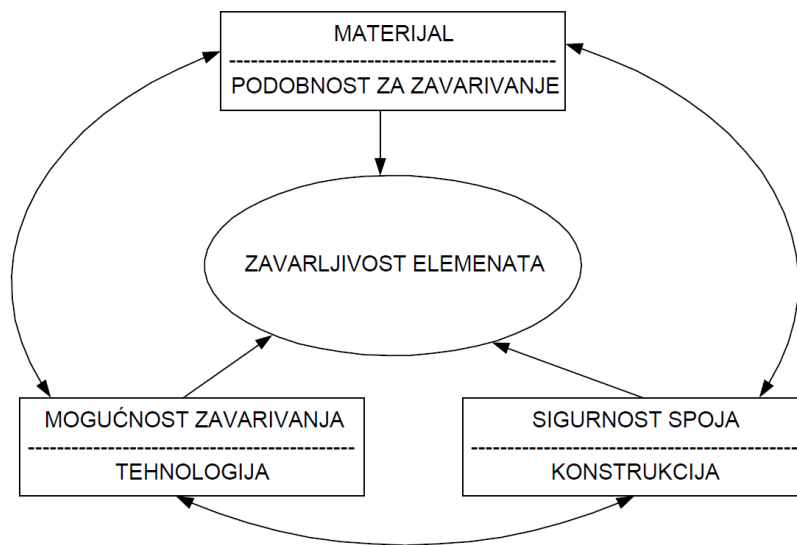
**Fosfor**, predstavlja nečistoću u čeliku i olakšava pojavu pukotina, naročito u prisustvu sumpora. U nekim specijalnim čelicima fosfor se javlja kao legirajući element do koncentracije 0,15 do 0,20%. Veoma često udružen s kromom i bakrom, fosfor daje čeliku posebnu kvalitetu kemijske postojanosti prema koroziji određenih plinova, kao i veću otpornost prema trošenju. Povećavanjem udjela fosfora u čeliku raste njegova tvrdoća i čvrstoća, ali i krhkost. Smanjuje se i zarezna udarna žilavost.

**Bakar** se rastvara u čeliku do 0,4%, preporučuje se da se ova granica ne prelazi kada se radi o čelicima namijenjenim za zavarene konstrukcije jer veća koncentracija povećava sklonost pojavi pukotina. Povećavanjem sadržaja bakra iznad 0,5% povećava se vlačna čvrstoća i granica razvlačenja, iznad 3,9% neznatno povećava izduženje i ubrzano smanjuje udarnu žilavost. Udio bakra iznad 0,2% omogućava povećanu otpornost prema atmosferskoj koroziji i koroziji u morskoj vodi. Bakar otežava postupak kovačkog zavarivanja, a nema ozbiljniji utjecaj pri postupcima elektrolučnog zavarivanja i zavarivanja plinskim plamenom.

### 2.3. Tehnologija zavarivanja

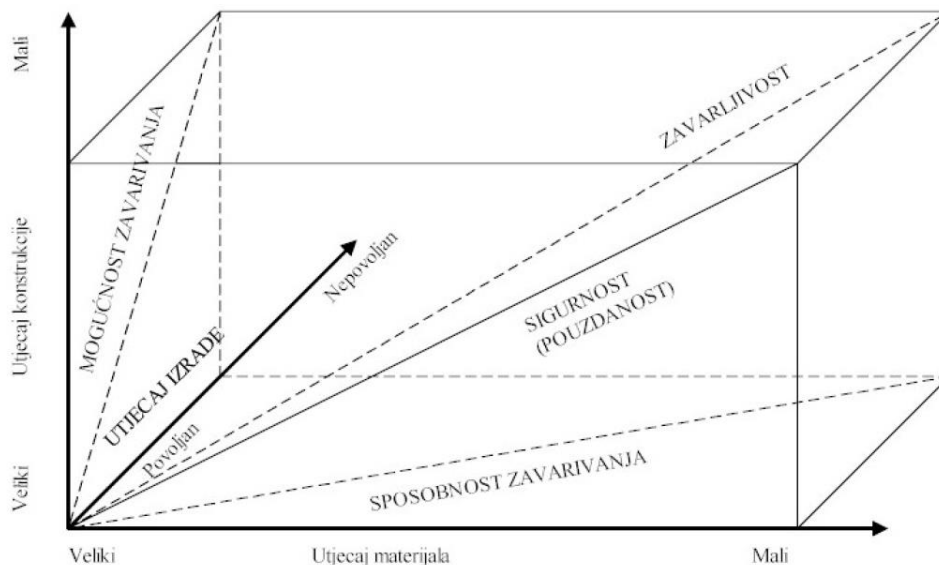
Svakako neka od najbitnijih pitanja koja treba postaviti prije samog zavarivanja su koju tehnologiju zavarivanja treba koristiti te kakva je zavarljivost materijala koji zavarivamo.

Definicija zavarljivosti glasi: "Materijal smatramo zavarljivim kada, koristeći određen postupak zavarivanja, za određenu namjenu, postizemo homogen zavaren spoj odgovarajućom tehnikom zavarivanja, koji odgovara postavljenim zahtjevima o njegovim mehaničkim svojstvima, a ujedno zadovoljava kao sastavni dio čitave konstrukcije"[2].



Slika 19. Zavarljivost elemenata[3].

Ovisno o primijenjenoj tehnologiji koju koristimo, materijal je više ili manje zavarljiv zbog unosa topline, brzine zavarivanja, dodatnog materijala, zaštitne atmosfere... Zavarljivost dakako ovisi i o samom osnovnom materijalu kojeg treba zavariti (toplinska provodljivost, mikrostruktura...). Izvedba konstrukcije utječe na zavarljivost jer je otežano ili neizvedivo zavarivanje materijala različitih debljina, pristupačnost mjestu zavara jer zavar mora biti izveden u potpunosti i bez pogrešaka.



Slika 20. Utjecaj materijala na sposobnost zavarivanja[2].

Na slici 20 je prikazan utjecaj materijala na sposobnost zavarivanja, utjecaj konstrukcije na mogućnost provođenja zavarivačkih radova te utjecaj izrade.

Ako konstrukciju konstruiramo prema tehnološkim pravilima onda ona ima manji utjecaj na mogućnost zavarivanja što znači da se povećava i zavarljivost općenito.

Odabirom materijala kojeg koristimo za izradu zavarenih konstrukcija utječemo na sposobnost zavarivanja samog materijala, a time isto i na zavarljivost. Manji utjecaj imaju oni materijali koji su podobniji za zavarivanje.

Postupak zavarivanja i način provođenja zavarivačkih radova isto imaju utjecaja na zavarljivost pa ako odaberemo najbolji postupak zavarivanja, tada je zavarljivost bolja.

Za određivanje zavarljivosti predložen je niz različitih pokusa:

- a) Na zavarenim spojevima
- b) Na epruvetama koje reproduciraju uvjete zavarivanja
- c) Na specijalnim (nezavarenim) epruvetama
- d) Pokusi koji pokazuju sklonost prema pojavi pukotina
- e) Pokusi koji pokazuju osjetljivost prema zareznom djelovanju

Ocjenu zavarljivosti dobivamo raznim pokusima:

- Ispitivanje sklonosti povećanju tvrdoće

- Ispitivanje sklonosti starenju
- Ispitivanje sklonosti krhkom lomu
- Ispitivanje sklonosti hladnim pukotinama
- Ispitivanje sklonosti toplim pukotinama (Varestraint test, Murex test)
- Ispitivanje sklonosti lamelarnim pukotinama
- Ispitivanje sklonosti pukotinama u visokočvrstim materijalima

te izračunavanjem koeficijenta ekvivalentnog ugljika ( $C_{ekv}$ ) prema formuli[4]:

$$C_{ekv} = C + \frac{Mn}{20} + \frac{Ni}{15} + \frac{Cr + Mo + V}{10}$$

Prema vrijednosti  $C_{ekv}$  zaključujemo da je zavarljivost:

- DOBRA ( $C_{ekv} < 0,25\%$ )
- ZADOVOLJAVAJUĆA ( $0,25\% < C_{ekv} < 0,35\%$ )
- OGRANIČENA ( $0,35\% < C_{ekv} < 0,45\%$ )
- LOŠA ( $C_{ekv} > 0,45\%$ )

Osim ovog izraza za  $C_{ekv}$  postoji niz drugih izraza koji imaju razlike u postavljenim ciljevima

autora, uvjetima rada i osnovnom materijalu [4]

$$C_K = \frac{360C + 40(Mn + Cr) + 20Ni + 28Mo}{360}$$

$$C_d = 0,005 \cdot s \cdot C_K$$

gdje je  $s$  debljina lima

$$C_{UK} = C_K + C_d = C_K \cdot (1 + 0,005 \cdot s)$$

$$C_{ekv} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Mo}{5} + \frac{Ni}{15} + \frac{Cr}{5} + \frac{V}{5} + \frac{Cu}{15} \text{ (IIW)}$$

$$C_{ekv} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Mo}{4} + \frac{Ni}{40} + \frac{Cr}{5} + \frac{V}{14} + \frac{Si}{25} \text{ (Kihara)}$$

$$C_{ekv} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Mo}{10} + \frac{Ni}{20} + \frac{Cr}{10} + \frac{Cu}{40} \text{ (Stout)}$$

$$C_{ekv} = C + \frac{Mn}{16} + \frac{Mo}{40} + \frac{Ni}{60} + \frac{Cr}{20} + \frac{V}{15} + \frac{Cu}{16} + \frac{Si}{25} \text{ (Duren)}$$

$$C_{ekv} = C + \frac{Mn}{16} + \frac{Mo}{7} + \frac{Ni}{50} + \frac{Cr}{28} + \frac{V}{9} + \frac{Hb}{8} + \frac{1}{12} \text{ (Gravile)}$$

Dakle, zavarljivost može biti kvalitativna (opisna, usporedba) i kvantitativna (brojčana, npr. C-ekvivalent), dakle ona nije jednoznačni pojam, ne ovisi samo o svojstvima osnovnog materijala, nego i o primijenjenom postupku zavarivanja.

Često se događa da je materijal zavarivan jednim postupkom zavarljiv, a drugim nije! Loša zavarljivost zahtjeva primjenu niza mjera kako bi se ostvario dobar spoj. Zbog toga, dobro je, tamo gdje nismo sigurni izvršiti ispitivanje zavarljivosti ili bar izračunati ekvivalent ugljika.

#### Ispitivanje zavarljivosti čelika 25CrMo4

Kao što je rečeno, zavarljivost se određuje C-ekvivalentom te raznim pokusima. Ovdje će biti prikazan primjer računanja C-ekvivalenta na temelju atesta materijala. 25CrMo4 je niskolegirani ugljični čelik koji prema DIN 17 006 treba biti sljedećeg sastava:

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni
25CrMo4	0.22–0.29	≤0.40	0.60–0.90	≤0.035	≤0.035	0.90–1.20	0.15–0.30	–
25CrMoS4	0.22–0.29	≤0.40	0.60–0.90	≤0.035	0.020–0.040	0.90–1.20	0.15–0.30	–

Slika 21. Kemijski sastav čelika 25CrMo4 prema DIN 17006.

Prema dobivenom atestu materijala sastav uzorka za izračun C-ekvivalenta je:

C	Mn	P	S	Si	Ni	Cr	Mo	Cu	Al
0.31	0.53	0.005	0.001	0.24	0.08	0.88	0.17	0.09	0.036

Slika 22. Kemijski sastav čelika 25CrMo4 dobiven prema atestu materijala.

Iz njega je izračunat C-ekvivalent koji iznosi 0,4460 % što upućuje na ograničenu zavarljivost, a to znači da zavarljivost materijala ovisi o raznim uvjetima kao što su postupak zavarivanja, unos topline tijekom zavarivanja, predgrijavanje, priprema zavara, brzina hlađenja itd.

## 2.4. Odabir postupka zavarivanja

Najbolji rezultati kod zavarivanja tankostjenih cijevi postižu se TIG postupkom zavarivanja zbog kontrole unosa topline (DC izvor gdje je elektroda spojena na minus pol, te VF samo za uspostavu električnog luka). Parametre električnog luka postavljamo prema debljini stijenke tj. 1A/0.001 inch tj. 100A za stijenku 2.54mm ili u našem slučaju 50A za stijenku od 1.25 mm.

### Odabir dodatnog materijala

U mnogim aeronautičkim i motosport aplikacijama potreban je određeni stupanj duktilnosti zavara zbog apsorpcije udara i sprječavanja nastajanja pukotina. Zbog tog razloga najpogodniji dodatni materijal za šasije i ostale aplikacije je ER70S-2.

Dok vlačna čvrstoća zavara odstupa i ovisi o raznim faktorima, 25CrMo4 zavaren s dodatnim materijalom ER70-S postiže vlačnu čvrstoću i do 560 MPa. Za područja gdje je potrebna veća čvrstoća, kao što su gornja i donja ramena ovjesa, koristi se ER80S-D2 dodatni materijal kojim se postižu zavari još više čvrstoće. Negativna strana tog dodatnog materijala je što slabije čisti nečistoće za razliku od ER70S-2.

Ne koristi se istovrsni dodatni materijal, dakle 25CrMo4, jer zavar neće imati dovoljno duktilnosti osim ako se podvrgne normalizaciji. Treba upotrebljavati žicu istog promjera kao što je i debljina stijenke osnovnog materijala. Pokušaj zavarivanja cijevi stijenke 0.8 mm debljine sa žicom  $\varnothing 1.6$  bi bio loš jer bi se stjenka cijevi prije rastalila nego što se dodatni materijal uopće ugrije.

### Odabir zaštitnog plina

U svrhu zavarivanja ovog materijala potreban nam je 100% Argon. Protočna količina koja se koristi je 7-10 l/min. Više plina nije bolje jer bi turbulentno strujanje uvelo atmosferski zrak u zavar. Prije uspostavljanja luka zaštitni plin mora strujati 0.4 – 0.6 s kako bi se pištolj i okoliš zavara očistili od atmosferskog zraka i 10-15 s nakon gašenja luka kako bi se spriječila oksidacija još neohlađenog zavara i ZUT-a.



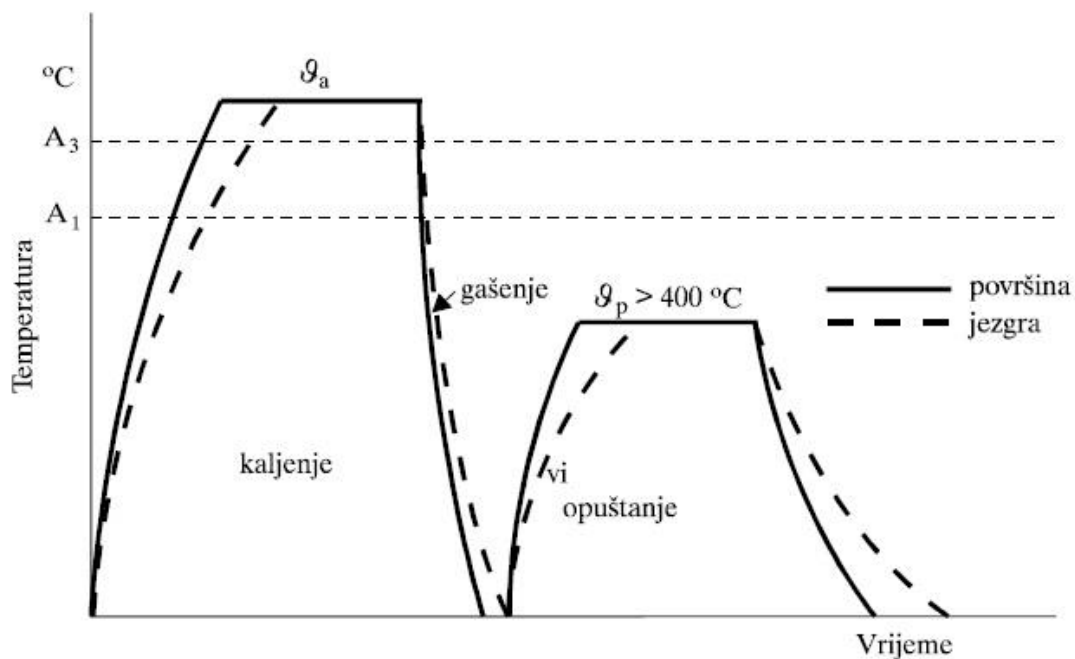
## 2.5. Toplinska obrada

25CrMo čelik pripada grupi čelika za poboljšavanje. Ovdje će biti navedeni samo osnovni parametri toplinske obrade kojoj se podvrgava ova vrsta čelika ali neće biti pobliže razmatrana jer se izbjegava u ovakvoj vrsti aplikacije (tankostjene cijevi) zbog toplinskih deformacija do kojih dolazi provedbom iste.

Materijal je isporučen u normaliziranom stanju koji bi prema atestu materijala sa slike 3.10. trebao imati sljedeća mehanička svojstva:

- granica elastičnosti -  $R_p 0,2 = 590 \text{ MPa}$
- vlačna čvrstoća -  $R_m = 780 \text{ MPa}$

Nakon zavarivanja provodi se poboljšavanje zbog povišenih mehaničkih svojstava ili normalizacija radi redukcije zaostalih naprezanja pri sljedećim temperaturama:



Slika 23. Postupak poboljšavanja[5].

Mehanička svojstva čelika 25CrMo4 ovisno o dimenzijama uzorka su prikazana na slici 24.

<b>Mechanical Properties:</b>	Treated for cold shearability +S:		max. 255 HB		
	Soft annealed +A:		max. 212 HB		
Quenched and tempered, +QT:					
<b>Diameter d [mm]</b>	< 16	>16 – 40	>40 – 100	>100 – 160	>160 – 250
<b>Thickness t [mm]</b>	< 8	8<t<20	20<t<60	60<t<100	100<t<160
<b>0,2% proof stress R<sub>p0,2</sub> [N/mm<sup>2</sup>]</b>	min. 700	min. 600	min. 450	min. 400	-
<b>Tensile strength R<sub>m</sub> [N/mm<sup>2</sup>]</b>	900 - 1100	800 - 950	700 - 850	650 - 800	-
<b>Fracture elongation A<sub>5</sub> [%]</b>	min. 12	min. 14	min. 15	min. 16	-
<b>Reduction of area Z [%]</b>	min. 50	min. 55	min. 60	min. 60	-
<b>Notch impact energy ISO-V [J]</b>	min. 45	min. 50	min. 50	min. 45	-

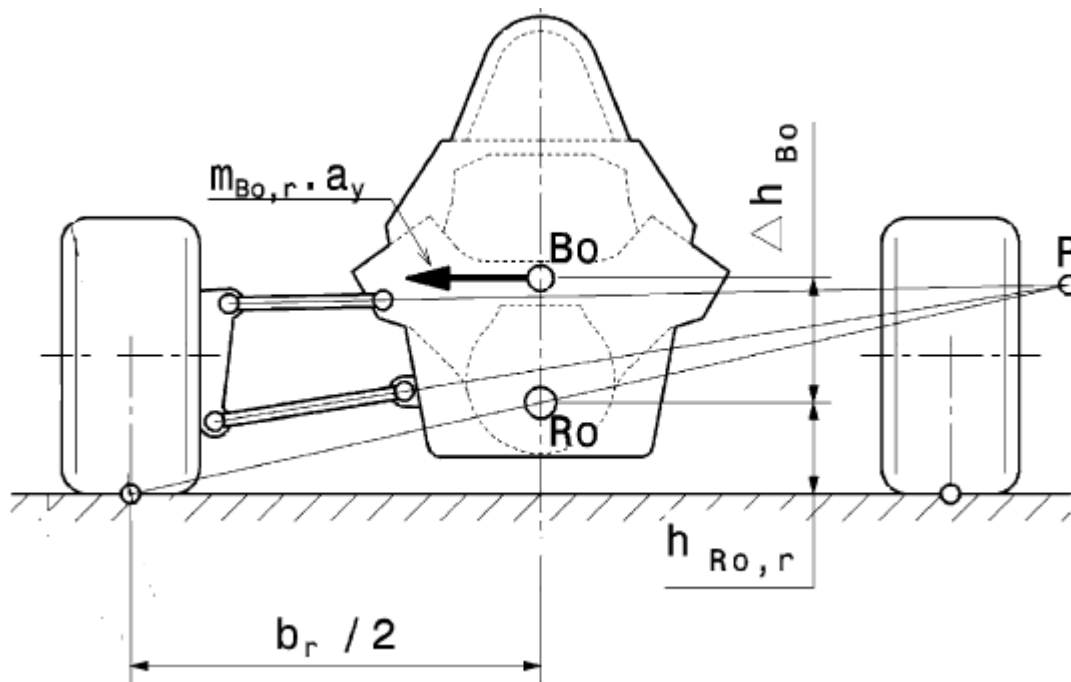
Slika 24. Mehanička svojstva čelika 25CrMo4.

### 3. Ovjes – problematika i karakteristike

U projektima razvoja bolida Formule Student jedan od najzahtjevnijih zadatak je određivanje karakteristika ovjesa. Odabir najpovoljnijih kinematskih parametara te projektiranje konstrukcije ovjesa u skladu s odabranim kinematskim karakteristikama je dugotrajan iterativni postupak. Veliki je broj zahtjeva koji se postavljaju na ovjes, a isti oni proizlaze iz različitih uvjeta u vožnji vozila (ubrzanje, usporenje, vožnja kroz zavoj, nailaženje kotačem na udubinu ili izbočenje na cesti te stalna promjena opterećenja). Može se napisati da je osnovni zahtjev ovjesa osigurati neprekidni dodir između gume i podloge, a sam taj neprekidni dodir pridonosi stabilnosti vožnje, tj. pridonosi upravljivosti tijekom ubrzanja, kočenja i skretanja, te samim time povećava vozačevu sigurnosti i samopouzdanje. Osim ovog zahtjeva, može se izdvojiti i preraspodjela opterećenja preko ovjesa, tj. opruga, a same opruge mogu se proglasiti „spremnici energije“ koje ublažavaju udarce koji se prenose s kotača na šasiju. Uz opruge, neizostavni dio ovjesa su amortizeri koji prigušuju vibracije opruga te sprječavaju odvajanje kotača od podloge.

#### 3.1. Osnovni pojmovi iz kinematike vozila

- **Međuosovinski razmak,  $l$  (engl. *Wheelbase*)** - horizontalna udaljenost između dodirnih ploha prednjih i stražnjih kotača
- **Trag kotača,  $b$  (engl. *Track*)** - poprečna udaljenost između simetrala dodirnih ploha prednjeg lijevog i desnog kotača, odnosno stražnjeg lijevog i desnog kotača.
- **Središte valjanja,  $R_0$  (engl. *Roll center*)** - sjecište spojnice trenutnog središta rotacije ovjesa i središta dodirne površine kotača s uzdužnom vertikalnom ravninom vozila. To je ujedno točka preko koje se prenose bočne (lateralne) sile s mjesta kontakta gume i podloge na šasiju.

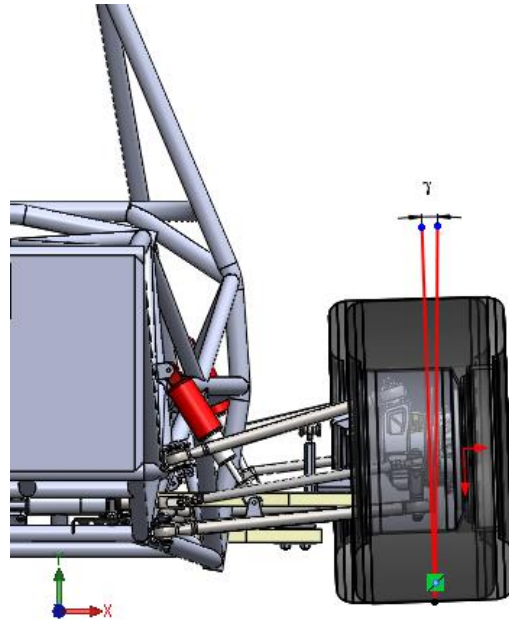


Slika 25. Određivanje središta valjanja ovjesa s dvostrukim poprečnim ramenima[9].

Središte valjanja određuje se tako da se osi ramena produže i nađe se njihovo sjecište, a ta točka sjecišta se naziva trenutni pol rotacije ( $P$ ). Nakon toga se povuče dužina od dodira gume s podlogom do trenutnog pola rotacije. Kako bismo odredili položaj točke  $R_0$  potrebno je naći sjecište dužine povučene od dodira gume i podloge do trenutnog pola rotacije i uzdužne ravnine simetrije. Visina središta valjanja ( $h_{R0}$ ) jednaka je vertikalnoj dužini od točke  $R_0$  do podloge.

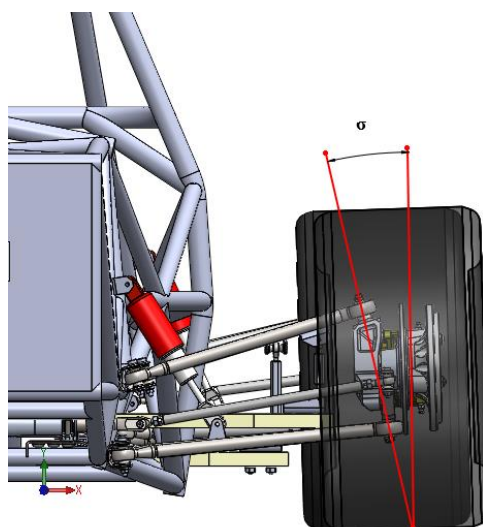
- **Os valjanja (engl. Roll axis)** – pravac koji prolazi kroz središte valjanja prednje i stražnje osovine
- **Usmjerenost kotača,  $\delta$  (engl. Toe angle)** – kut koji tvori uzdužna ravnina simetrije kotača i uzdužna ravnina simetrije vozila gledano u XY- ravnini vozila. Usmjerenost kotača dijeli se na konvergentnost kotača (engl. *Toe-in*) definirana kao pozitivna vrijednost i divergentnost kotača (engl. *Toe-out*) definirana kao negativna vrijednost. Konvergentnost poboljšava stabilnost u zavoju i stabilnost držanja pravca prilikom kočenja, dok divergentnost poboljšava stabilnost prilikom ubrzanja vozila.

- **Bočni nagib kotača,  $\gamma$  (engl. *Camber*)** – kut između ravnine simetrije kotača i vertikalne ravnine gledano u YZ-ravnini vozila. Bočni nagib kotača se dijeli na pozitivan (olakšava skretanje vozila) i negativan (omogućuje preuzimanje većih bočnih sila).



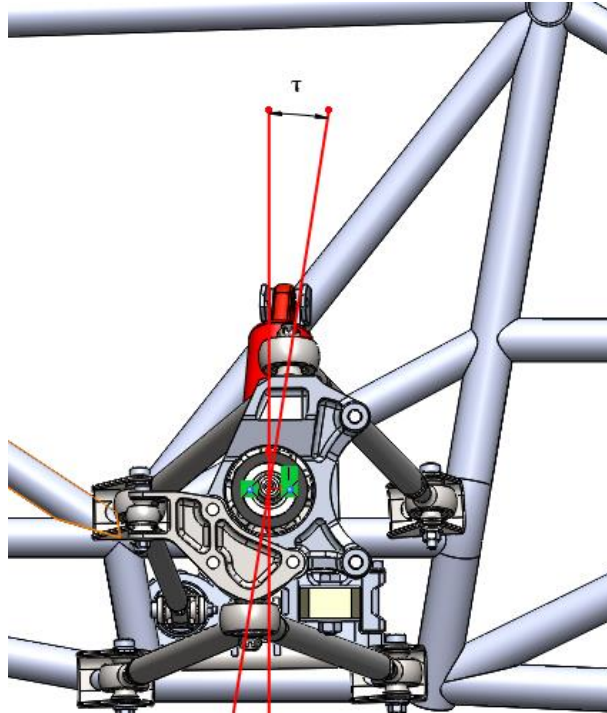
Slika 26. Prikaz prednjeg promjenjivog bočnog nagiba kotača bolida Strix.

- **Bočni nagib osi zakretanja kotača,  $\sigma$  (engl. *Kingpin inclination angle*)** – kut između osi zakretanja i vertikalne ravnine gledano u YZ- ravnini. Većim nagibom osi zakretanja kotača olakšava se skretanje i smanjuje osjetljivost na neravnine ceste.



Slika 27. Prikaz nepromjenjivog bočnog nagiba osi zakretanja kotača bolida Strix.

- **Polumjer zakretanja kotača,  $r_s$  (engl. *Scrub radius*)** – poprečna udaljenost koju tvore kutovi bočnog nagiba kotača i bočnog nagiba osi zakretanja kotača gledano u YZ- ravnini vozila u ravnini kontakta gume i podloge. Manji polumjer zakretanja olakšava skretanje i manja je osjetljivost na neravnine ceste.
- **Uzdužni nagib osi zakretanja kotača,  $\tau$  (engl. *Caster*)** – kut između osi zakretanja kotača i vertikalne poprečne ravnine gledano u XZ- ravnini vozila.



Slika 28. Prikaz nepromjenjivog uzdužnog kuta osi zakreta kotača bolida Strix.

- **Mehaničko predvođenje (engl. *Caster trail*)** – horizontalna uzdužna udaljenost sjecišta osi zakretanja kotača i središta kontaktne površine gume gledano u XZ- ravnini vozila u ravnini dodira gume i podloge.
- **Anti – značajke**

*Anti* značajke su značajke ovjesa koje utječu na način preraspodjele opterećenja prilikom kočenja ili ubrzanja vozila tj. određuju koliki je iznos sile koja se na kotač prenosi preko opruga, odnosno preko ramena. Posljedično, ako se smanji prijenos sile preko opruga tada se smanjuje i vertikalni hod ovješene mase (progib kotača) te se time dobiva manje zakretanje vozila oko Y osi. Bitno je naglasiti da anti značajke ne utječu na iznos raspodijeljene sile na pojedinim kotačima prilikom dinamičke promjene stanja vozila tj. ubrzanja ili usporenja.

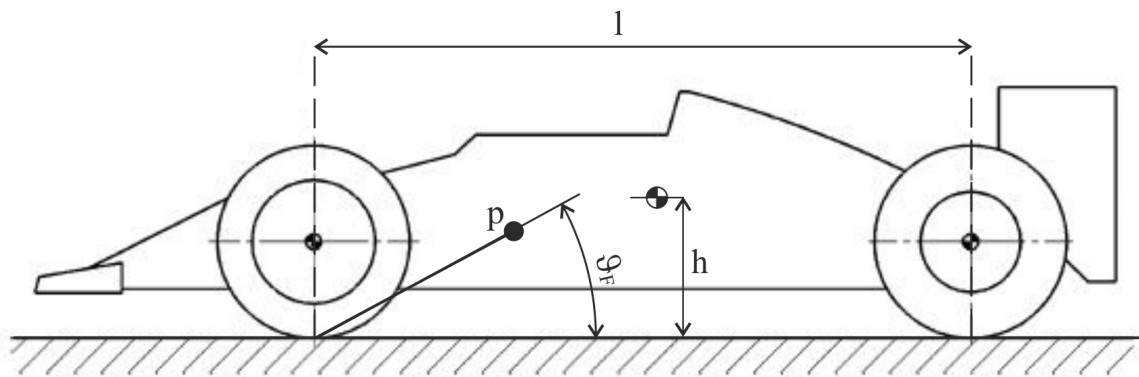
U slučaju njihova korištenja kod određivanja kinematike ovjesa FSAE bolida mogu biti vrlo korisne za sprečavanje prevelikog poniranja prednjeg kraja bolida, odnosno sprečavanja prevelikog podizanja stražnjeg kraja u slučaju prijenosa opterećenja na prednji dio bolida. Odluka u projektu *Strix* je da *anti dive* ne bude veći od 20%, a iznos *anti squat* geometrije ne bude veći od 15%. *Anti lift* stražnjeg dijela vozila bit će posljedično određen s *anti squat* iznosom. Kod bolida *Strix* prednje kočnice su ugrađene na neovješenoj masi (unutar kotača), dok su stražnje kočnice ugrađene na ovješenoj masi (na izlazu pogonskih vratila iz diferencijala). Prikaz izračuna pojedinih značajki bit će u skladu njihova korištenja na bolidu *Strix*.

- **Anti dive**

Rezultat korištenja *anti dive* geometrije je sprečavanje poniranja prednjeg kraja vozila prilikom kočenja. Za slučaj u kojem su prednje kočnice ugrađene na neovješenu masu postotak *anti dive* značajke se računa prema:

$$\% \text{ anti dive} = G_F \cdot (\tan \phi_F) \cdot \left( \frac{l}{h} \right)$$

gdje je  $G_F$  postotak koliko se ukupno opterećenja nalazi na prednjem kraju vozila prilikom kočenja određenim iznosom usporenja  $a_x$ ,  $\phi_F$  definiran na slici 29., a  $h$  je visina težišta vozila.



Slika 29. Prikaz izračuna *anti dive* geometrije.

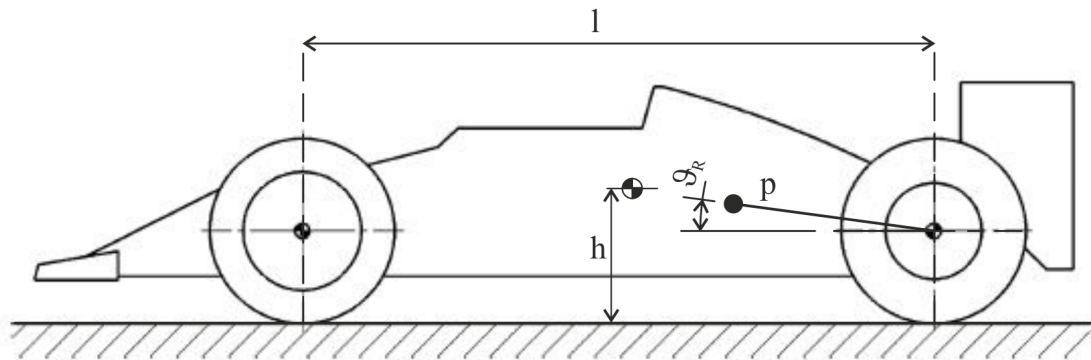
- **Anti lift**

*Anti lift* geometrija se koristi kako bi se spriječilo podizanje stražnjeg kraja vozila prilikom kočenja. Za slučaj u kojem su stražnje kočnice ugrađene na ovješenu masu postotak *anti lift* značajke se računa prema:

$$\% \text{ anti lift} = \frac{\tan \vartheta_R}{\frac{h}{l} \cdot (100 - G_F)} \cdot 100$$

gdje je  $\vartheta_R$  kut definiran na slici 30.

Korištenje *Anti lift* značajke smanjuje podizanje ovješene mase na stražnjem kraju, odnosno smanjuju progib kotača.



Slika 30. Prikaz izračuna anti lift geometrije.

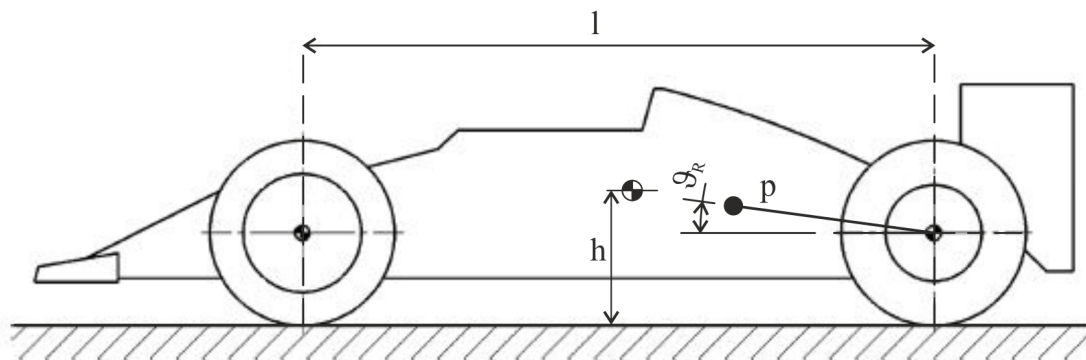
- **Anti squat**

*Anti squat* geometrija, prikazana na slici 31., koristi se kako bi se spriječilo poniranje stražnjeg kraja prilikom ubrzanja vozila. Za slučaj u kojem su stražnje kočnice ugrađene na ovješenu masu postotak *anti squat* značajke se računa prema:

$$\% \text{ anti squat} = \frac{\tan \vartheta_R}{\frac{h}{l}} \cdot 100$$

Korištenje *Anti squat* značajke smanjuje spuštanje ovješene mase na stražnjem kraju, odnosno smanjuju kompresiju kotača.





Slika 31. Prikaz izračuna anti squat geometrije.

### Promjena bočnog nagiba kotača (engl. *Camber alteration*)

Jedna od osnovnih veličina koja se promatra kod kinematike ovjesa je promjena bočnog nagiba kotača. Kod trkaćih vozila uvijek se primjenjuje negativan kut bočnog nagiba kotača jer s negativnim bočnim nagibom kotači bolje preuzimaju bočne sile. Uz ovu pretpostavku manja je mogućnost opterećenja gume prilikom kočenja. Prilikom skretanja negativni bočni nagib vanjskog kotača i pozitivni bočni nagib unutrašnjeg kotača povećavaju raspoloživu bočnu silu na kotaču, tako da prilikom skretanja cilj je postići pozitivni bočni nagib unutrašnjeg kotača. To za posljedicu može imati povećanje potrošnje guma, ali pridonosi upravljivosti bolida u zavoju. Nedostatak ovjesa s dvostrukim poprečnim ramenima je što prilikom valjanja ovješene mase, bočni nagib kotača ide prema pozitivnoj vrijednosti. Pravilnom kinematikom možemo taj efekt smanjiti.

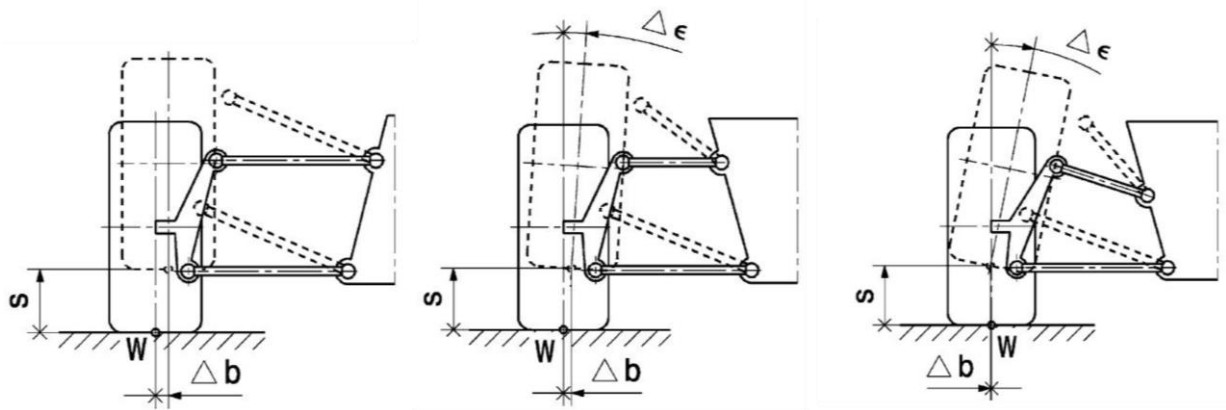
Mijenjanje bočnog nagiba prilikom vertikalnog pomaka nosivog okvira i njegova valjanja imaju suprotstavljene zahtjeve u pogledu kinematike, tako da pravilan odabir promjene bočnog nagiba treba odabrati kompromisom između ta dva dinamička stanja vozila.

Promjena bočnog nagiba prilikom vertikalnog hoda ovješene mase.

**Promjena bočnog nagiba može se analitički izračunati prema:**

$$\Delta \varepsilon = \arctan \frac{t}{k}$$

gdje  $t$  označava trag kotača, a  $k$  udaljenost do trenutnog pola rotacije. Lako je uočljivo da nema promjene bočnog nagiba ako se trenutni pol rotacije postavi u beskonačnosti.



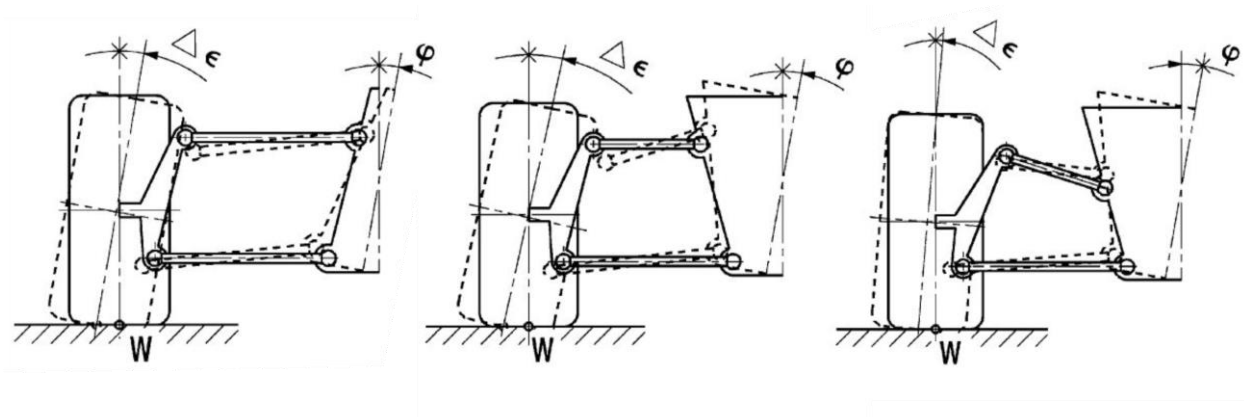
Slika 32. Promjena bočnog nagiba kotača prilikom vertikalnog hoda ovješene mase za različite duljine ramena [7].

### Promjena bočnog nagiba prilikom valjanja ovješene mase

Promjena bočnog nagiba analitički se može izračunati prema:

$$\Delta \varepsilon = \varphi \cdot \left(1 - \frac{t}{2 \cdot k}\right)$$

gdje je  $\varphi$  označava promjenu nagiba ovješene mase. Sada se može vidjeti da nema promjene bočnog nagiba kotača prilikom valjanja kada se trenutni pol rotacije nalazi na polovini traga kotača.



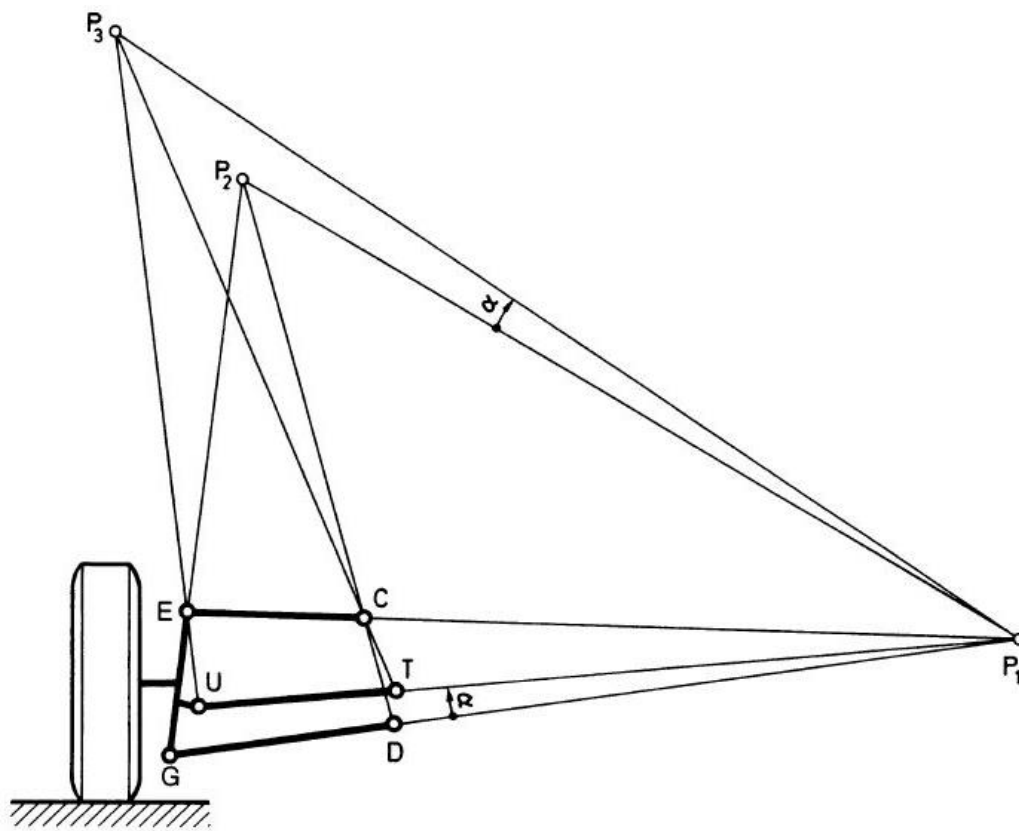
Slika 33. Promjena bočnog nagiba kotača uslijed valjanja ovješene mase za određeni kut  $\varphi$  za različite duljine ramena [7].

Najveći iznos statičkog bočnog nagiba kotača koji se može podesiti na FSAE bolidu Strix iznosi - 3°.

## Promjena usmjerenosti kotača (engl. *Bump steer*)

U okviru cijeloga projekta želi se postići da nema promjene usmjerenosti kotača prilikom hoda kotača odnosno ovješene mase. Svaka promjena usmjerenosti kotača unosi nestabilnost u vožnji i daje „čudan“ odziv vozaču.

U slučaju da zbog konstrukcijskih razloga nije moguće ostvariti da nema promjene usmjerenosti kotača, treba težiti prema konvergentnosti kotača (engl. *toe-in*) jer se to smatra dinamički stabilnim stanjem 0.



Slika 34. Određivanje promjene usmjerenosti kotača [9].

### 3.2. Određivanje kinematike ovjesa FSAE bolida Strix

Prije određivanja konačnih vrijednosti veličina koje definiraju kinematiku ovjesa, potrebno je zadati neke početne iznose tih veličina. Gotovo je nemoguće da prve veličine koje odredimo budu one konačne. Na njihove iznose prvenstveno utječe konstrukcija i dimenzije sklopa kotača, ovjesa, prihвата i nosivog okvira.

Za izračun pojedinih značajki ovjesa kao što su npr. *anti* značajke potrebno je pretpostaviti visinu težišta. Pretpostavljena visina težišta za bolid *Strix* iznosi 300 mm. Pretpostavka je donesena na temelju visine težišta bolida *Arctos*.

Predviđeni progib kotača uslijed kompresije iznosi 30 mm, a progib kotača uslijed povrata iznosi 26 mm. U skladu s definiranim progibom kotača određene su geometrijske karakteristike ovjesa.

### 3.3. Prednji ovjes

Prema [9] najveća moguća promjena kuta nagiba ovješene mase tijekom valjanja, ovisna je o dozvoljenom progibu kotača i jednaka je:

$$d\varphi = \frac{s_1 + s_2}{b_f} = \frac{30 + 26}{1300} = 0,04307 \text{ rad}$$
$$d\varphi = 2,47^\circ$$

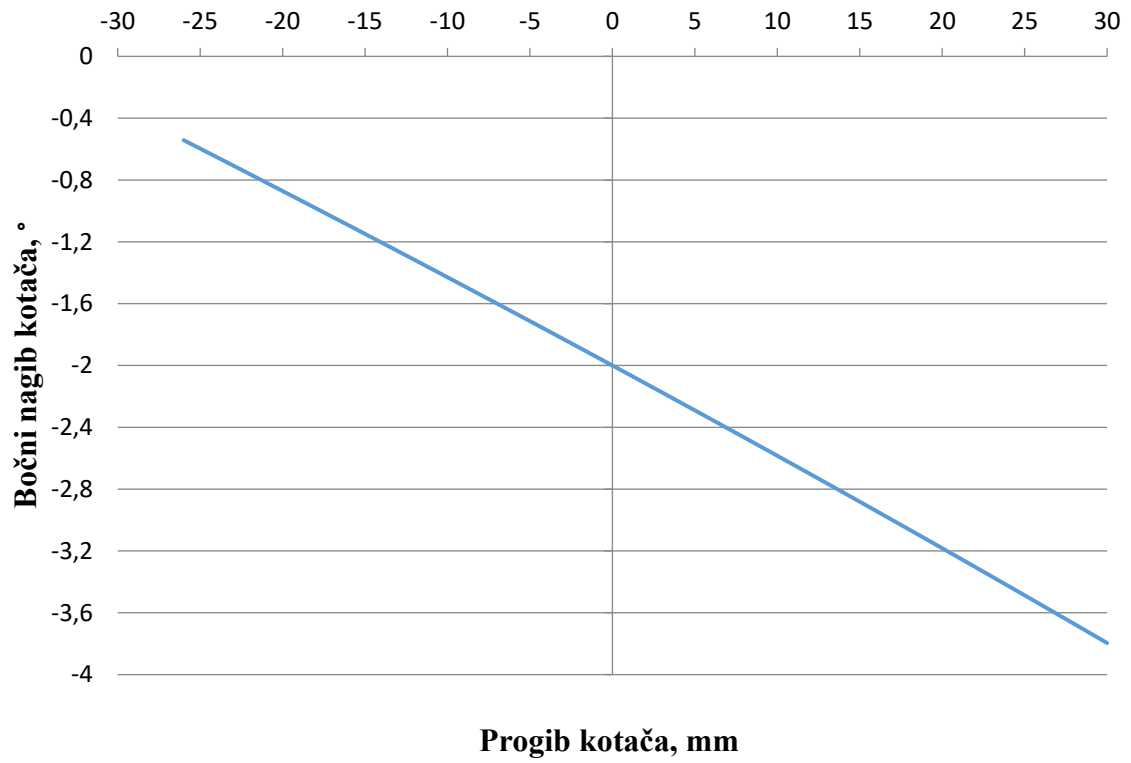
gdje je  $s_1$  ukupni progib kotača uslijed kompresije amortizera,  $s_2$  je ukupni progib kotača uslijed tijekom povrata amortizera, a  $b_f$  širina traga prednjih kotača.

## Postignute kinematske veličine prednjeg ovjesa

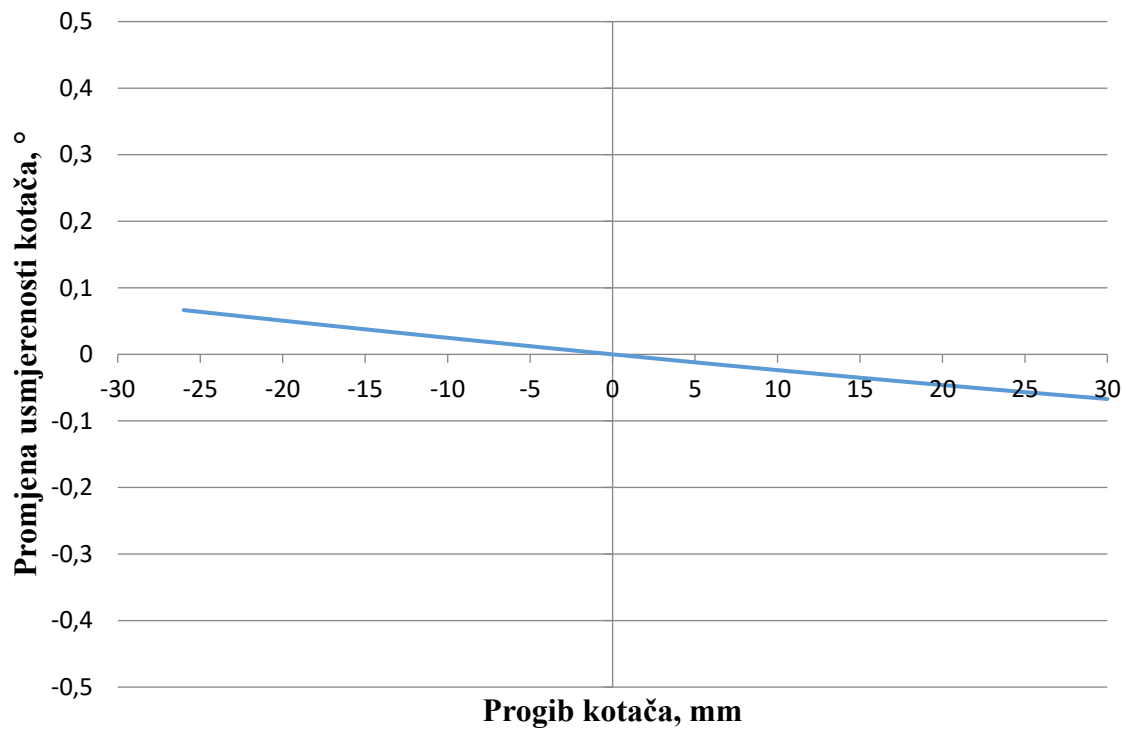
Tablica 2. Značajke kinematike prednjeg ovjesa.

Veličina	Iznos	Mjerna jedinica
Širina traga kotača	1300	mm
Udaljenost između dva sferna oslonca na nosaču kotača	170	mm
Bočni nagib osi zakretanja kotača (engl. <i>Kingpin inclination angle</i> )	13	°
Polumjer zakretanja kotača (engl. <i>Scrub radius</i> )	-5	mm
Uzdužni nagib osi zakretanja kotača (engl. <i>Caster</i> )	8	°
Mehaničko predvođenje (engl. <i>Caster trail</i> )	32,5	mm
Pomak osovinice kotača (engl. <i>Spindle offset</i> )	8	mm
Središte valjanja (engl. <i>Roll center</i> )	40	mm
Anti dive	14	%
Statička vrijednost bočnog nagiba kotača	- 2	°
Statička vrijednost usmjerenosti kotača	0	°

**Promjena geometrijskih značajki prednjeg ovjesa uslijed vertikalnog pomaka ovještene mase odnosno progiba kotača**

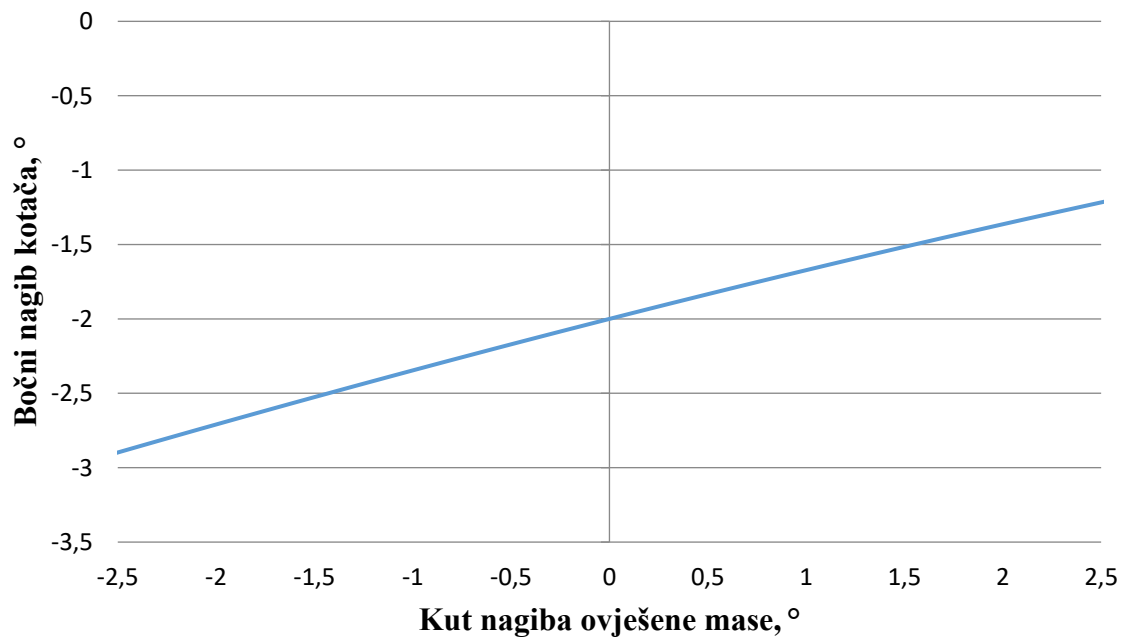


Slika 35. Promjena bočnog kuta nagiba sa statičkim iznosom od - 2°.

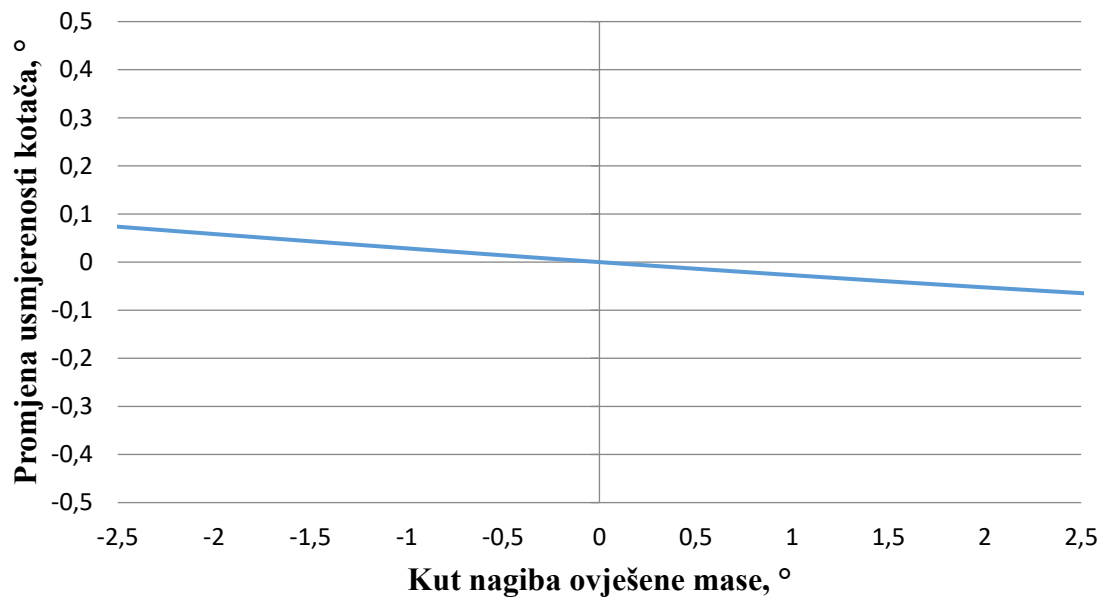


Slika 36. Promjena usmjerenosti kotača.

**Promjena geometrijskih značajki prednjeg ovjesa uslijed valjanja ovještene mase**



Slika 37. Promjena bočnog nagiba kotača.



Slika 38. Promjena usmjerenosti kotača.

### 3.4. Stražnji ovjes

Prema [9] najveća moguća promjena kuta nagiba ovješene mase tijekom valjanja stražnjeg kraja bolida jednaka je:

$$d\varphi = \frac{s_1 + s_2}{b_r} = \frac{30 + 26}{1300} = 0,0452 \text{ rad}$$

$$d\varphi = 2,59^\circ$$

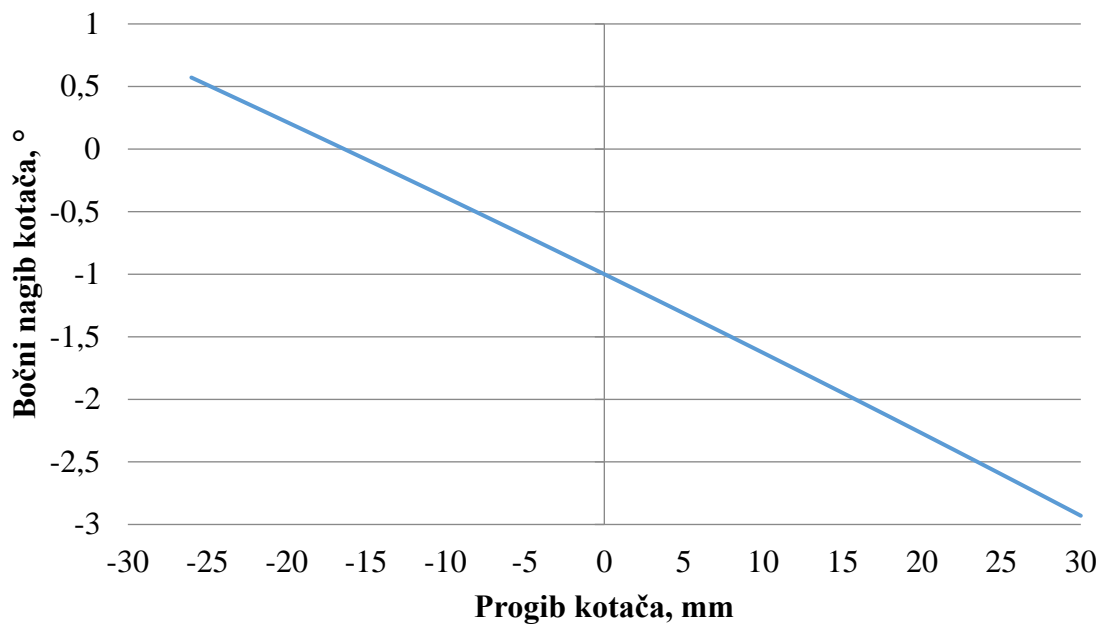


## Postignute kinematske veličine stražnjeg ovjesa

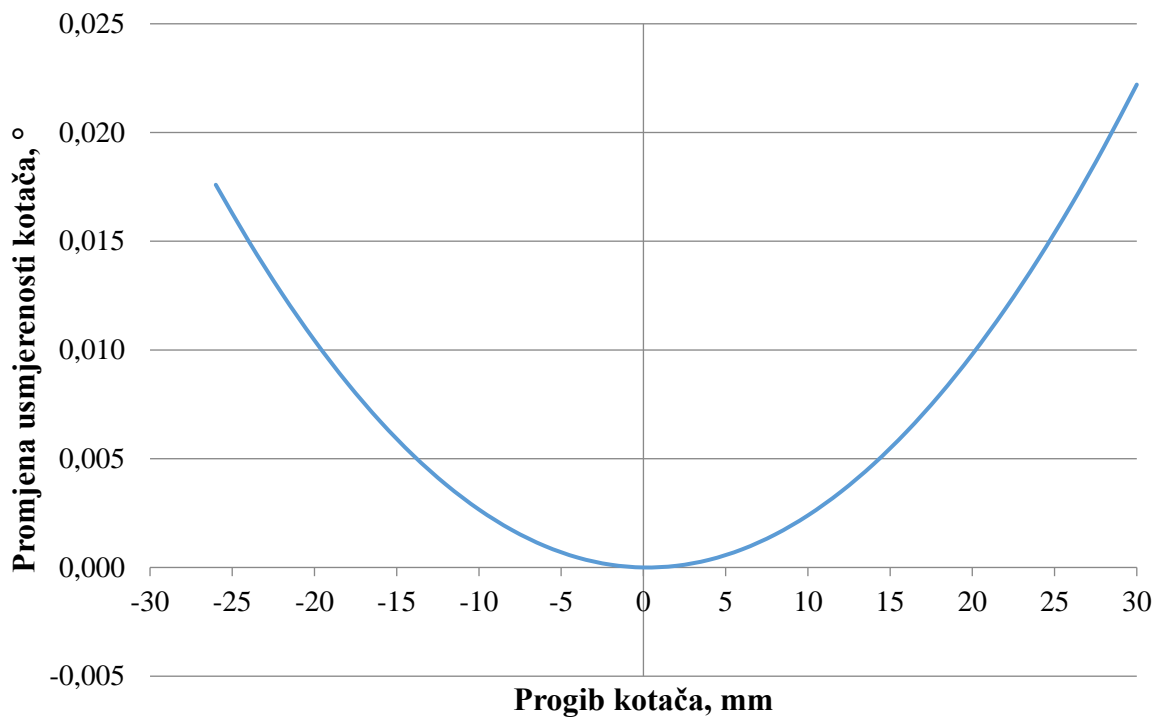
Tablica 3. Značajke stražnjeg ovjesa.

Veličina	Iznos	Mjerna jedinica
Širina traga kotača	1240	mm
Udaljenost između dva sferna oslonca na nosaču kotača	170	mm
Bočni nagib osi zakretanja kotača (engl. <i>Kingpin inclination angle</i> )	6	°
Polumjer zakretanja kotača (engl. <i>Scrub radius</i> )	8	mm
Uzdužni nagib osi zakretanja kotača (engl. <i>Caster</i> )	2	°
Mehaničko predvođenje (engl. <i>Caster trail</i> )	8	mm
Pomak osovinice kotača (engl. <i>Spindle offset</i> )	-	mm
Središte valjanja (engl. <i>Roll center</i> )	80	mm
Anti squat	12	%
Statička vrijednost bočnog nagiba kotača	- 1	°
Statička vrijednost usmjerenosti kotača	0	°

**Promjena geometrijskih značajki stražnjeg ovjesa uslijed vertikalnog pomaka ovještene mase odnosno progiba kotača**

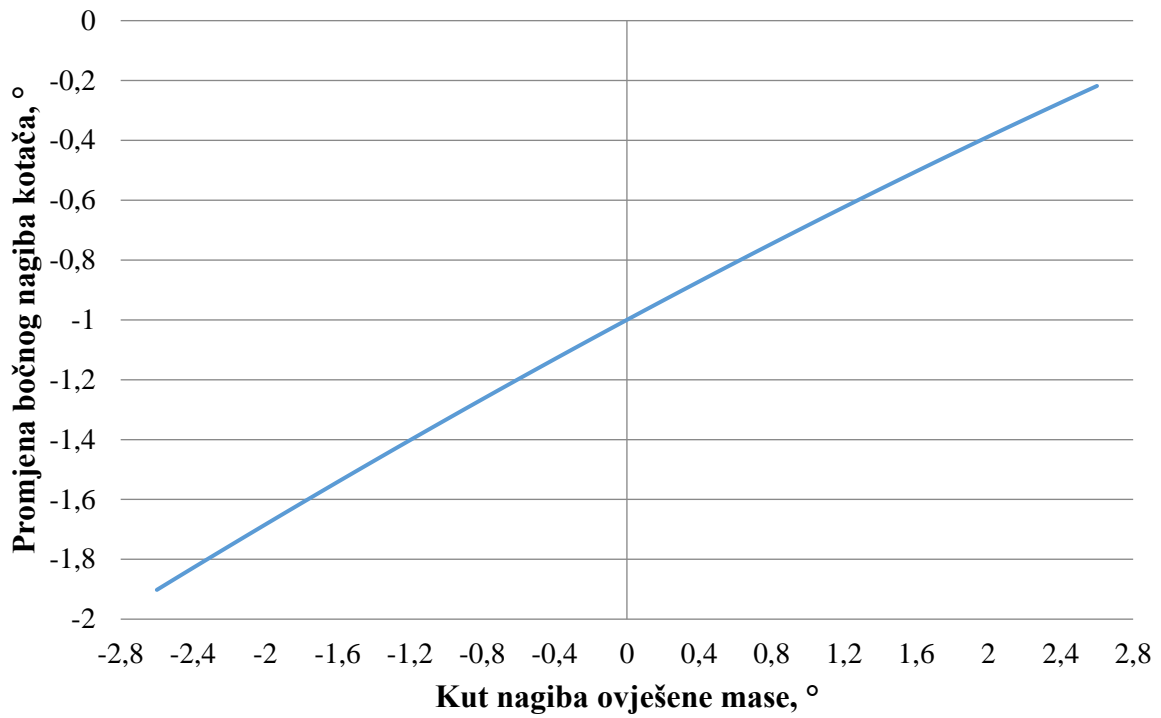


Slika 39. Promjena bočnog kuta nagiba sa statičkim iznosom od  $-1^\circ$ .

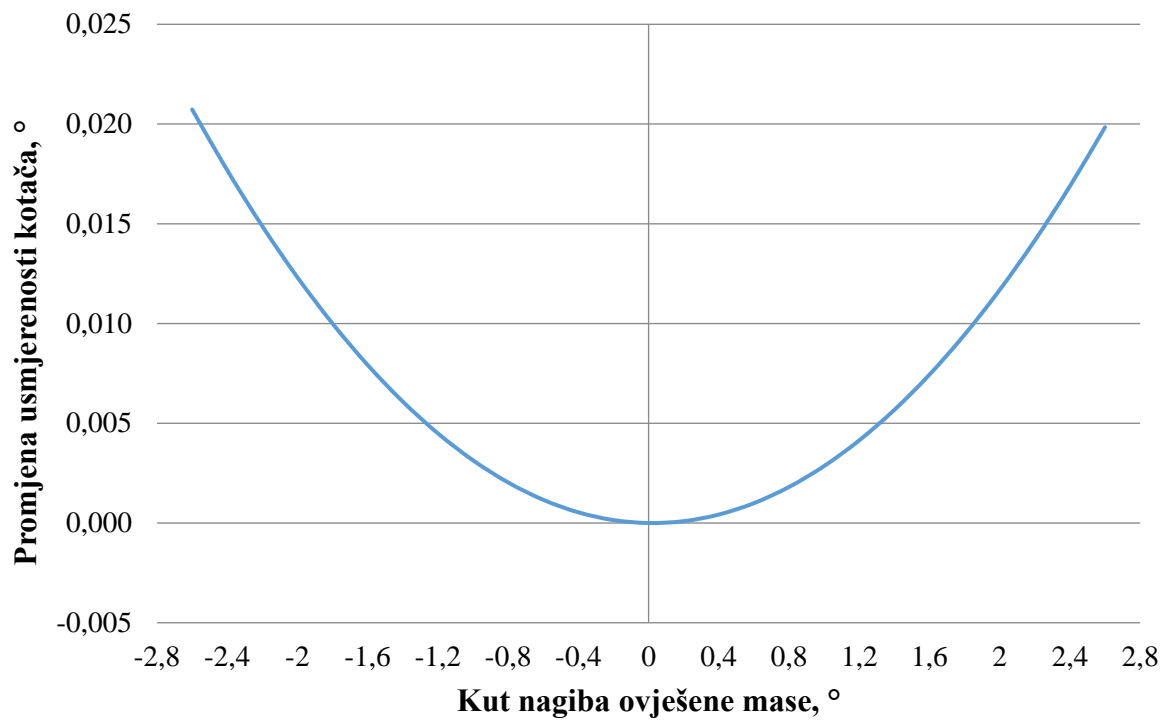


Slika 40. Promjena usmjerenosti kotača.

### Promjena geometrijskih značajki stražnjeg ovjesa uslijed valjanja ovještene mase



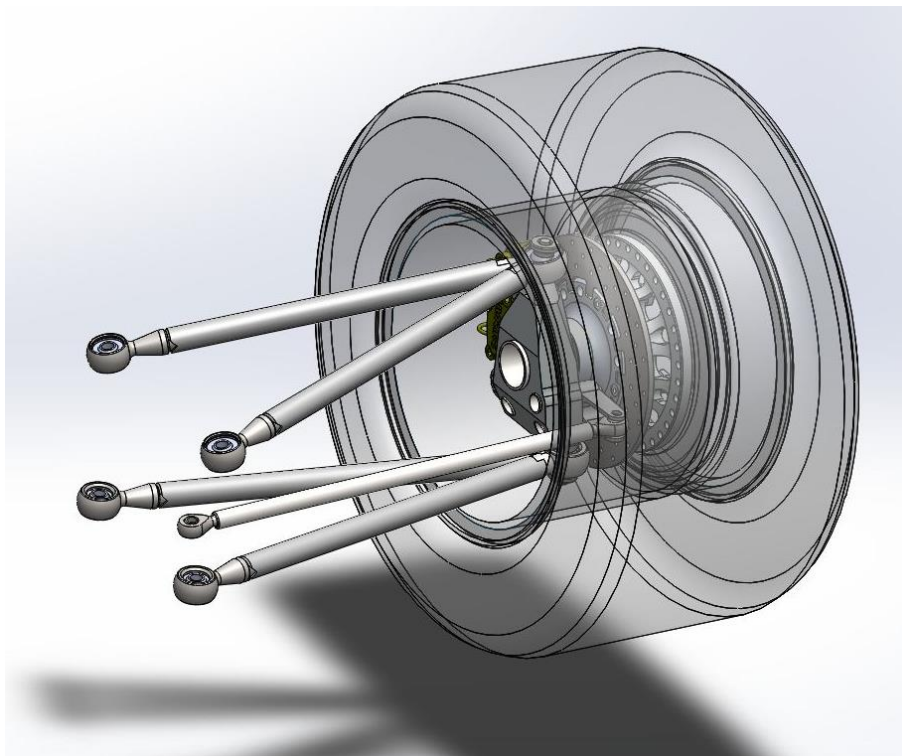
Slika 41. Promjena bočnog kuta nagiba sa statičkim iznosom od  $-1^\circ$ .



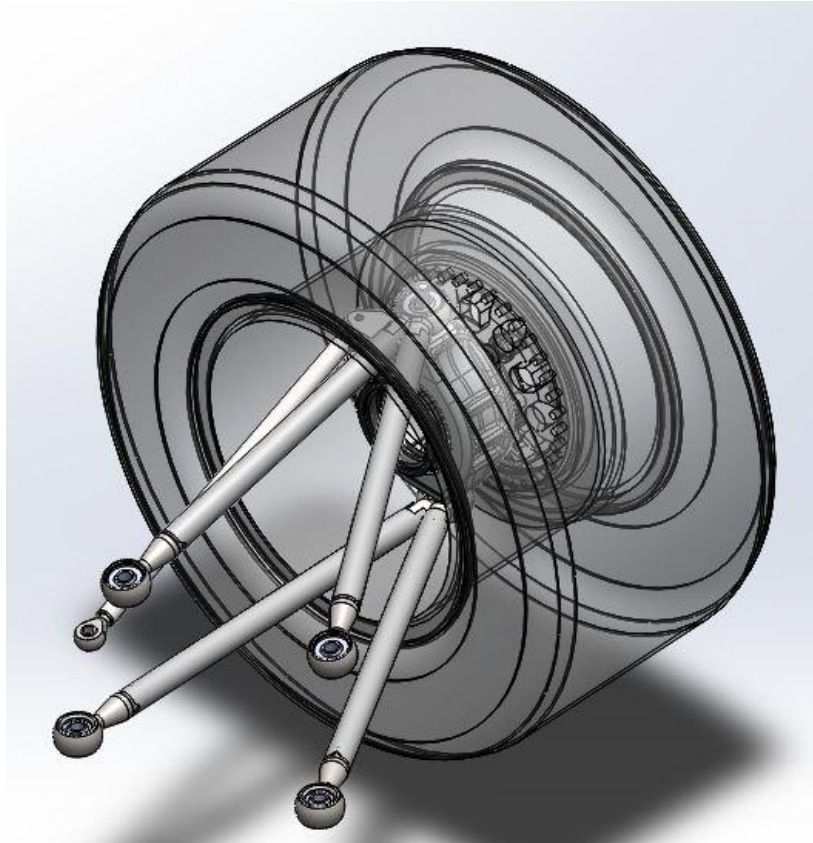
Slika 42. Promjena usmjerenosti kotača.

### 3.5. Ovjes bolida – Strix

Prednji i stražnji ovjes bolida *Strix* je ovjes s dvostrukim poprečnim ramenima. Jedna od glavnih značajki ovjesa s dvostrukim poprečnim ramenima jest da je to nezavisan ovjes. Pod pojmom nezavisnog ovjesa smatramo da djelovanjem neke sila na uzbuđu jednog kotača neće prenijeti tu uzbuđu na drugi kotača, tj. djelovanje uzbuđe na kotaču će biti ograničena na samo taj kotač. Važna stvar je da takvim ovjesom možemo osigurati dovoljno vertikalnog hoda kotača kako kotač može apsorbirati površinske neravnine te da se može smanjiti promjena traga kotača. Osim toga ne smije postojati velika podatljivost između ovjesa i šasije te je potrebno konstruirati ovjes pod takvim kutovima i ravninama da su poprečna ramena opterećena samo na vlak i tlak, a moment savijanja se reducira na minimalnu vrijednost. Pored svega toga ovjes s dvostrukim poprečnim ramenima može biti puno lakši u odnosu na neke druge tipove ovjesa, no naravno uvijek treba obratiti pozornost na određene dijelove zbog zadovoljavanja uvjeta krutosti.



Slika 43. CAD model prednjeg ovjesa bolida Strix.



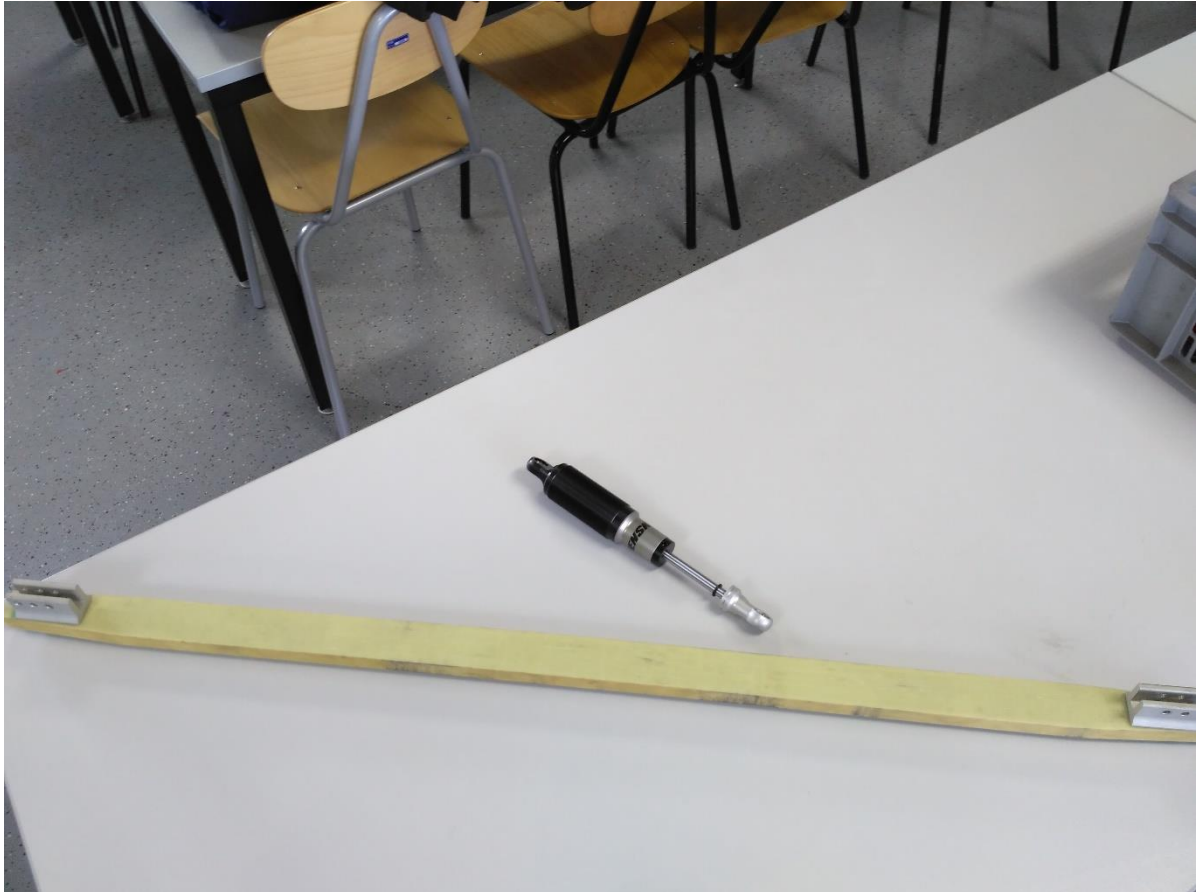
Slika 44. CAD model stražnjeg ovjesa bolida Strix.

Ovjes bolida *Strix* sastoji se od dvaju poprečna ramena koja su vezana za nosač kotača (engl. *Upright*), a taj nosač kotača se sastoji od dva dijela: gornji i donji dio. Na gornji dio nosača kotača vijcima je pričvršćen rukavac kotača. Između gornjeg i donjeg nosača kotača umeće se *Camber – podloška* pomoću koje se može mijenjati bočni nagib kotača. Taj sistem mijenjanja bočnog nagiba kotača je poprilično jednostavan te je to ujedno još jedna od prednosti ovjesa s dvostrukim poprečna ramena. Spona upravljanja je pričvršćena s jedne strane na zubnu letvu, a s druge strane je pričvršćena na donji dio nosača kotača te njezinim horizontalnim pomakom lijevo – desno dolazi do zakretanja kotač oko svoje osi i samim time je omogućeno skretanje bolida. Umjesto 13" naplataka koristit će se 10" naplatci čime se opet dobiva ušteta na masi. Korištenje 10" naplataka predstavlja izazov konstruktorima za smještanje komponenti unutar samog naplatka.



Slika 45. Sklop ovjesa i šasije bolida Strix.

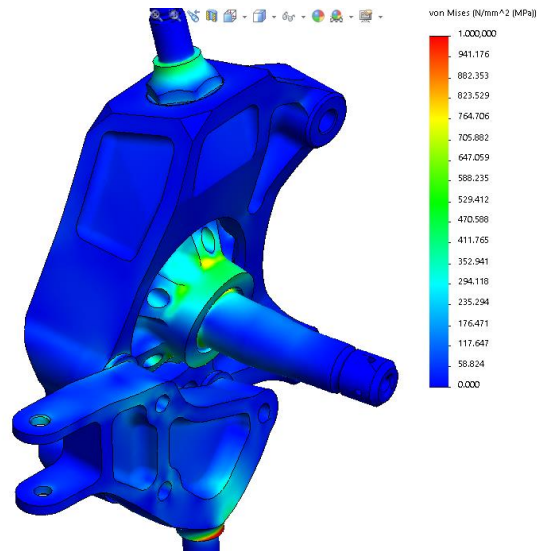
Ovjes bolida *Strix* nije klasičan ovjes a dvostrukim poprečnim ramenima. Danas većina bolida, prvenstveno mislim na formule, u sklopu ovjesa imaju i *push-rod* ili *pull-rod* sustave te se opruga i amortizeri nalaze unutar šasije, dok kod bolida *Strix* to nije slučaj. Pomoću navedenih sustava sila koja se javlja uslijed vertikalnog podizanja ili spuštanja kotača se prenosi pomoću klackalice, koja spaja kraj *push-rod*-a ili *pull-rod*-a i amortizer sa spiralnom oprugom. Kod bolida *Strix* amortizer se nalazi s vanjske strane šasije te je donji dio pričvršćen za donje rame, a gornji dio na šasiju. Opruga nije spiralna čelična već je kompozitna lisnata opruga kod koje je epoksidna smola ojačana staklenim vlaknima. Samim time je smanjena masa jer nema *push-rod* ili *pull-rod* sustava već je samo opruga koja je pomoću odstoynih elemenata i prihvata pričvršćena za gornje rame ovjesa. Osim navedenog kompozitna opruga ima veću 'moć' apsorpiranja energije, tj. ona je elastičnija. Osim što je elastičnija ona tijekom valjanja vozila poprima oblik S i time se postiže efekt poprečne stabilizacije vozila.



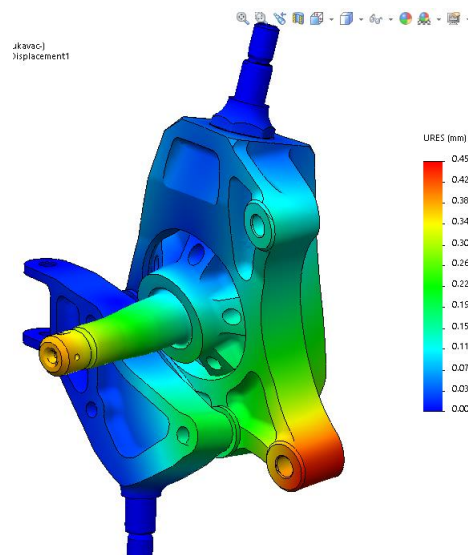
Slika 46. Prikaz lisnate opruge i amortizera koji se nalaze na bolidu Strix.

### **3.6. Analiza napreznja dijelova ovjesa bolida Strix**

Tijekom konstruiranja potrebno je obratiti pozornost na analizu napreznja pojedinih dijelova. U narednim slikama bit će prikazana provjera određenih dijelova ovjesa bolida Strix na čvrstoću i na krutost.

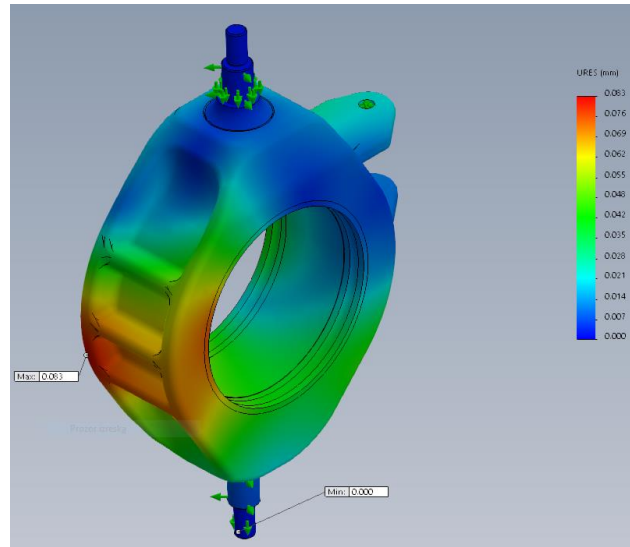


Slika 47. Rezultati naprezanja sklopa prednjeg nosača kotača.

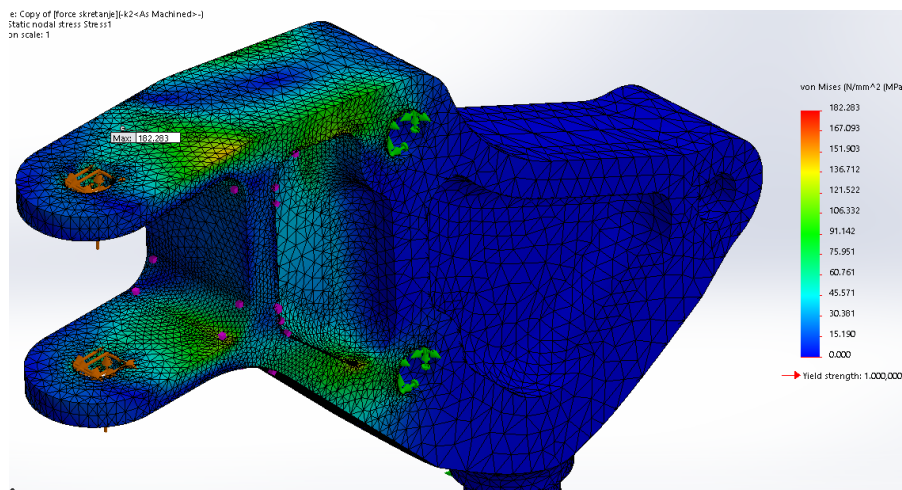


Slika 48. Prikaz pomaka sklopa prednjeg nosača kotača.

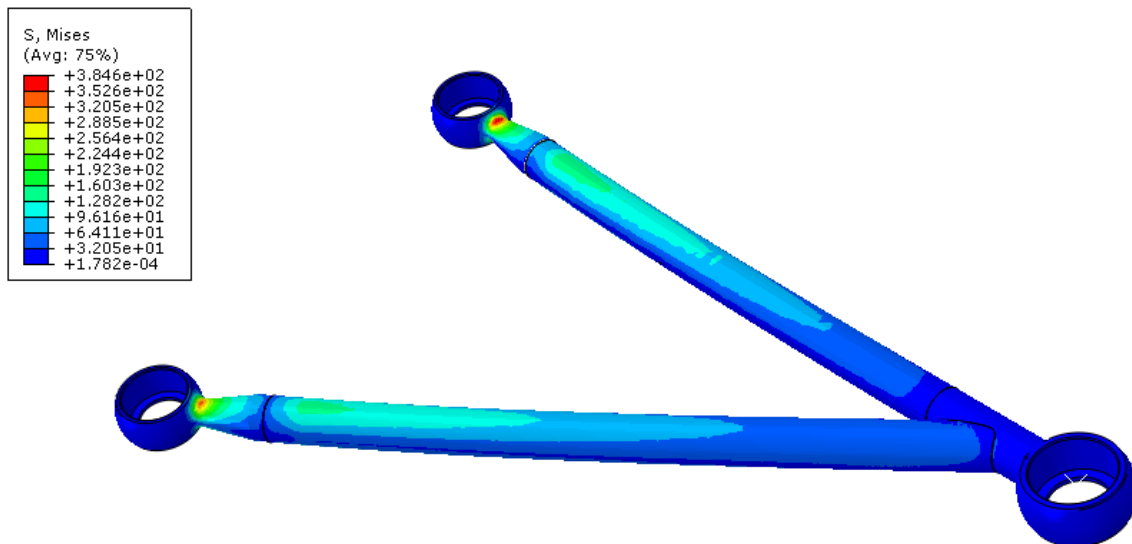




Slika 49. Prikaz pomaka sklopa stražnjeg nosača kotača.



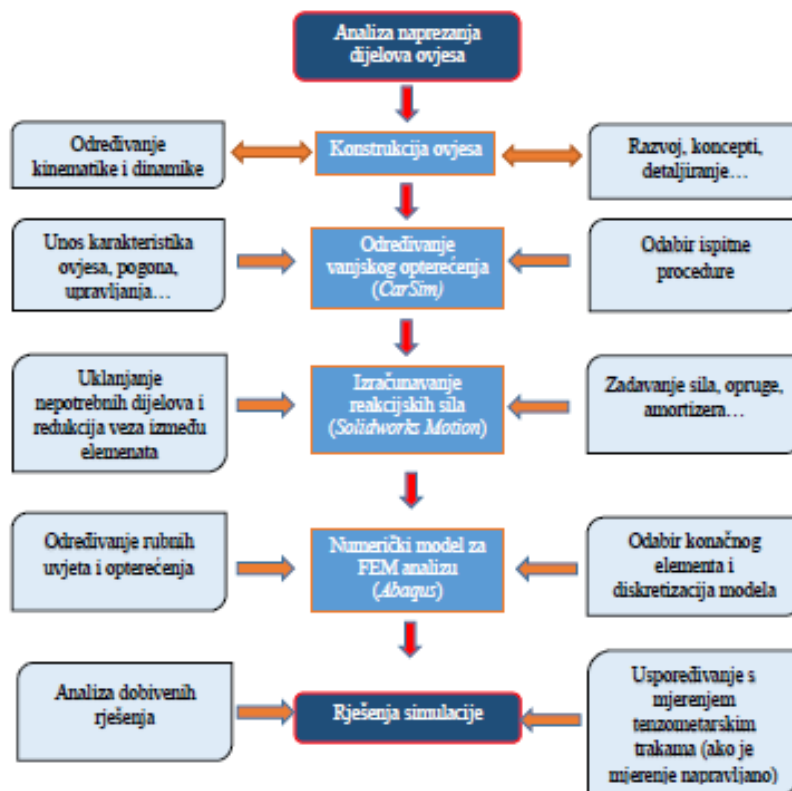
Slika 50. Rezultati napreznja na donjem dijelu prednjeg nosača kotača tijekom skretanja bolida.



Slika 51. Prikaz naprezanja na gornjem ramenu prednjeg ovjesa bolida za ispitnu proceduru Skidpad.

### Dijagram toka

Na slici 52. prikazan je dijagram toka analize naprezanja pojedinih dijelova ovjesa.



Slika 52. Dijagram toka određivanja naprezanja dijelova ovjesa.

## **4. Pogon i prijenos snage**

### **4.1. Uvod**

Pogonski sustav automobila jedan je od važnijih segmenata budući da omogućava prijenos snage sa motora na dodirnu površinu gume automobila. Budući da se u svijetu Formule student najviše koriste motociklističke pogonske jedinice koje u zahtjevima ograničene zapremnine stvaraju vrlo zavidnu specifičnu snagu. Ono što je i danas neobično jest individualna konstrukcija i izrada mjenjačkih jedinica za potrebe formule student. Razlozi za to su kompleksnost konstrukcije, povećana cijena izrade te specifično znanje tzv. „Know-How“ potreban za proizvodnju takvog složenog strojarskog proizvoda.

Kako bi se omogućilo stjecanje prednosti u svim segmentima konstruiranog automobila potrebno je uložiti dodatne napore u razvoju svakog od elemenata. Novonastala konstrukcija na cjelokupni sustav utjecat će sa aspekta mase, broja komponenti te samim time jednostavnosti konstrukcije. Integrirani mjenjač omogućuje bolju servisibilnost elemenata pogona i samim time povećava pouzdanost sustava. Budući da su svi rotacijski dijelovi „zatvoreni“ unutar zajedničkog kućišta omogućena je znatno veća sigurnost vozača, ali i gledatelja na natjecanju.

### **4.2. Postojeći mjenjač i zahtjevi nove konstrukcije**

Budući da je odabir pogonskog agregata u svijetu formule student poprilično ograničen motociklističkom industrijom većina timova koristi svega nekoliko različitih tipova motora za pogon svojih bolida. Među popularnijim su jednocilindrični motori najčešće korišteni na markama KTM i Husqvarna. FSB racing team, Formula student tim sa zagrebačkog sveučilišta, za čije potrebe se razvija ovaj 4. Brzinski mjenjač, u vlasništvu je Husqvarna 610SM jednocilindričnog motora. Motor dolazi zajedno za 6 brzinskom mjenjačkom kutijom te je konstruiran kako bi pogonio 1 kotač putem lanca.



Slika 53. Jednocilindrični motor proizvođača Husqvarna, mase 42 kg.

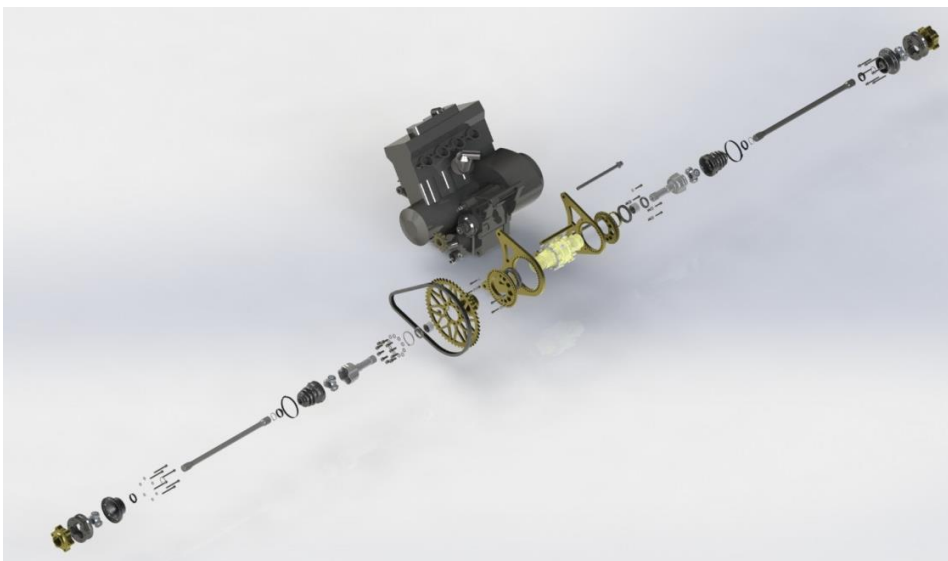
Zahtjevi nove konstrukcije:

1. Jednostavna konstrukcije koja zahtjeva minimalan broj dijelova, jednostavno održavanje i servisiranje mjenjača, te omogućuje lagano i uredno pozicioniranje unutar šasije automobila
2. Minimalna težina mjenjača, ali mogućnost prijenosa potrebnog momenta i snage
3. Pomoćni sustavi trebaju biti prilagođeni upotrebi pogonske jedinice na bolidu formule student za razliku od motocikla

### 4.3. Analiza najčešćih rješenja u formuli student

#### 4.3.1. Općenito

Natjecanje formule student sastoji se od dvije odvojene grupe. Automobila pogonjenih motorom na unutarnje izgaranje te automobila pogonjenih na električnu energiju. Automobili pogonjeni konvencionalnim motorom na unutarnje izgaranje, kao što je već napomenuto, obično dolaze s motocikala te su kao takvi konstruirani za pogonjenje jednog kotača putem lančanog prijenosa. Motori koji se koriste u Formuli student su u većini slučajeva četverotaktni jednocilindrični ili četverocilindrični motori do 600 ccm<sup>3</sup>. Među prvih 10 timova najčešće prevladavaju jednocilindrični motori. Pretpostavljena prednost korištenja jednocilindrične pogonske jedinice jest cca. 20 kg manja masa i nešto niže težište pogonskog sustava. Razlog za oboje se nalazi u manjem bloku motora. Ono što on za sobom povlači jest i značajno manja masa ispušnog i usisnog sustava te samim time puno više prostora za manevriranje ispod i iza sjedala. Negativna strana je manja snaga i značajno nemirniji rad, kao i vršni momenti koji uzrokuju brži zamor materijala.



Slika 54. Primjer sustava za eksternim ovješnjem diferencijala i prijenosa lancem.

Električna vozila mogu u potpunosti iskoristiti svojstvo elektromotora za znatno jednostavnijim upravljanjem u odnosu na motor s unutrašnjim izgaranjem. Iz tog razloga električni bolidi obično koriste četiri zasebna elektromotora kojima pogone svaki od kotača bolida zasebno. Problem diferencijalne brzine unutrašnjeg i vanjskog kotača prilikom skretanja riješen je

mehatroničkim sustavom upravljanja tzv. „torque vectoring“ odnosno upravljanjem momenta i brzine vrtnje svakog od kotača zasebno. Iako im to daje određenu prednost, električna vozila još uvijek nailaze na probleme male gustoće snage baterijskih paketa - odnosno njihove velike mase u odnosu na ekvivalentni spremnik energije fosilnih goriva. Unatoč tome električni bolid formule student trenutno drži svjetski rekord u ubrzanju od 0 do 100 km/h s vremenom od 1,779 sekundi. Ovo je jedan od pokazatelja kako formula student postaje nulta razina razvijanja inženjera i tehnologije sutrašnjice.

#### **4.3.2. Opis sustava prijenosa lancem**

Kako bi se riješio problem različitih brzina unutarnjeg i vanjskog kotača automobila pogonski kotači u liniji toka momenta između sebe trebaju imati diferencijalni prijenosnik koji će omogućiti prijenos različitog momenta i brzine okretaja na kotače s jednog izvora snage. U svijetu formule student za rješavanje ovog problema najčešće se koristi eksterno ovješeno diferencijala koji se pogoni lancem te omogućava danji prijenos snage na kotače. Ovo rješenje omogućava timu da zadrži originalni motor i mjenjač te konstruira nove lančanike i prihvate diferencijala. Diferencijalni prijenosnici također se kupuju od nekoliko renomiranih tvrtki kao što su Drexler motor sport, ZF, Torsen traction i sl.



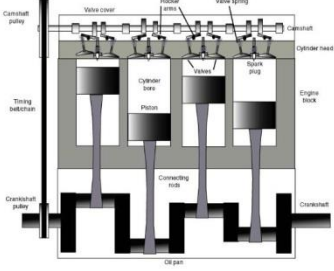
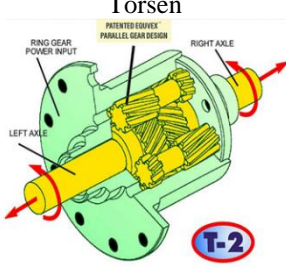
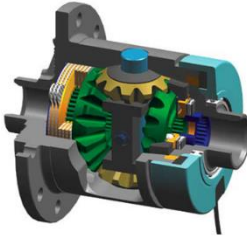




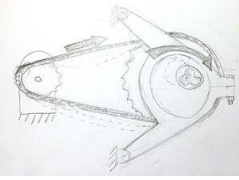
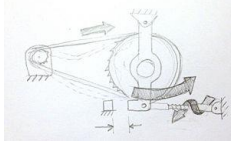




Glavni dijelovi ovakvog prijenosa su prema tome: standardni mjenjač-pogonski lančanik-lanac-gonjeni lančanik-diferencijal-poluosovine-kotači.

Prema pravilniku potrebna je također zaštita lanca željeznim limom propisanih dimenzija koji treba kvalitetno zaštititi vozača i prolaznike u slučaju da dođe loma lanca. Iz tog razloga takve je zaštita također veliki faktor prilikom uzimanja u obzir mase pojedinačnih dijelova.

#### **4.3.3. Morfološka matrica sastavnih dijelova sustava za prijenos momenta i snage**

Kao dio konceptualne faze prilikom razvoja bolida izrađena je morfološka matrica koja prikazuje moguća alternativna rješenja za svaki od sastavnih dijelova automobila. U nastavku slijedi dio morfološke matrice koji se odnosi izravno na konfiguriranje koncepta mjenjača.

Tablica 4. Morfološka matrica.

Vrsta motora	1-cilindar 	2- cilindar 	4- cilindar 
Mjenjač	Original	Integrirani diferencijal	
Diferencijal	Torsen 	Drexler 	ZF 
Poluosovine	Čelik 	Karbonska vlakna 	Aluminij 
Sustav za pritezanje lanca	Ekscentar 	Pritezanje „visećom rukom“ 	Zatezni među lančanik 
Materijal kotača	Aluminij 	Karbonska vlakna 	Magnezijska legura 
Veličina kotača	8"	10"	13"

## **4.4. Konceptualno rješenje problema prijenosa snage i momenta**

Na temelju morfološke matrice izvršeno je bodovanje i procjena različitih koncepata. Prikaz bodovanja i odabira neće se prikazivati u ovom radu već će se objasniti konačan odabir.

### **4.4.1. Motor i Mjenjač**

Kao logičan trend u formuli student odabran je jedno cilindarski četverotaktni motor. Razlog toga jest prvenstveno masa, koja je za 30% manja u odnosu na 4- cilindarsku inačicu iste zapremnine.

Analizom masa komponenti zaključeno je da mjenjač s integriranim diferencijalom ima ne zamjetno veću masu kućišta, ali omogućava izravan smještaj diferencijala. To eliminira potrebu za lancem, ovješanjem diferencijala, raznim željeznim zaštitama i slično. Rješenje je ujedno puno jednostavnije popravljati i održavati budući da se radi o zatvorenom sustavu podmazivanom uljem. Konačno, izrada mjenjača s integriranim diferencijalom stavlja konstruktoru prostora da eliminira neke od dijelova ili upotrebom kvalitetnijeg materijala dodatno optimira masu pojedinih komponenti u odnosu na tvorničke. Naravno, ovo rješenje ne zahtijeva izradu svih komponenti mjenjača već omogućava upotrebu originalnih komponenti za prijenos snage „upakiranu“ u novo kućište koje omogućava prihvrat diferencijala. Prijenos momenta u tom slučaju moguće je izvršiti jednim zupčaničkim parom.

Donesena je pretpostavka da nije potrebno koristiti 6 brzina koliko se nalazi u originalnoj postavci mjenjača, što zahtijeva danju analizu.

### **4.4.2. Diferencijalni prijenosnik i poluosovine**

Iako svako od ponuđenih rješenja ima svoje prednosti, svima je zajednička jedna karakteristika-cijena. Cijena diferencijalnog prijenosnika najveći je faktor prilikom kupovine dijelova pogona. Na sreću, prije i nego je odluka o vrsti diferencijala donesena, tvrtka Kvočić d.o.o donirala je ZF diferencijal s tarnim spojka.

poluosovine izrađene od aluminija ili karbonskih vlakana unatoč svojoj maloj masa imaju nekoliko nedostataka. Prvi je dodirni pritisak između elemenata koji prenose snagu ( u ovom slučaju to su poluosovine i sferni zglobovi kotača) iz tog razloga ni aluminijske niti „karbonske“ poluosovine ne mogu postojati u samostalnoj formi već ne na njihove završetke



potrebno implementirati čelične krajeve što bi u principu poluosovinu činilo hibridnom po pitanju materijala. Drugi problem, koji naročito dolazi do izražaja kod „karbonskih“ poluosovina jest nepouzdanost spoja poluosovine s gore spomenutim čeličnim završetkom. Oba problema s inženjerskog stajališta su rješiva, ali budući da se radi o realnom projektu za koji je potrebno da pouzdano sudjeluje na natjecanju, eksperimentiranje predstavlja značajan vremenski trošak bez zagarantiranih pozitivnih rezultata. Iz tog razloga koristit će se čelične poluosovine, no odabir njihovog materijala i dimenzioniranje nisu tema ovog rada.

#### **4.4.3. Materijal i veličina kotača**

Za materijal kotača odabran je aluminij isključivo iz cjenovnih razloga i pouzdanosti, aluminijski kotači najrašireniji su u svijetu formule studenti te su svojom cijenom najpristupačniji. Odabrana dimenzija kotača je 10“ također zbog dobavlјivosti, pristupačne cijene i male mase u odnosu na kotače promjera 13“.



Slika 55. Trodiyelni aluminijski kotači.

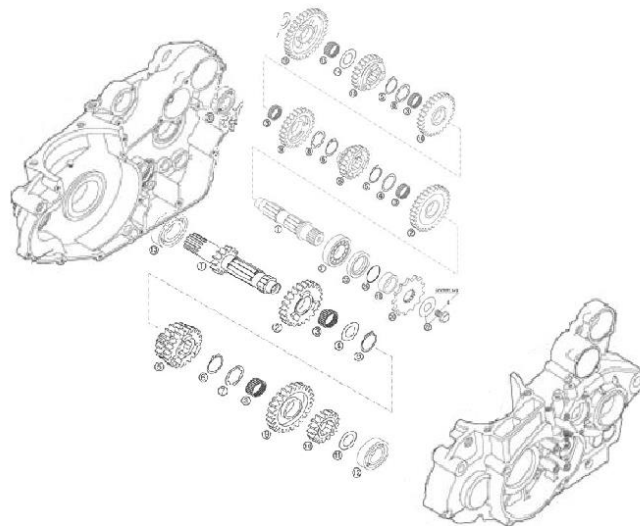
## 4.5. Sastavni dijelovi mjenjača

### 4.5.1. Dijelovi za prijenos snage

Dijelovi za prijenos snage temeljni su funkcionalni dio konstrukcije mjenjača. Sustav se sastoji od elemenata koji prenose snagu, proizvedenu u motoru s unutrašnjim, s koljenastog vratila do izlaza iz mjenjača odnosno tripoidnog zgloba.

U nastavku slijedi popis dijelova za prijenos snage originalnog mjenjača poredano prema toku snage odnosno momenta.

1. Koljenasto vratilo
2. Zupčasti par za primarnu redukciju
3. Višelamelna spojka
4. Ulazno vratilo mjenjača
5. Primarni zupčanici ( zupčanici ulaznog vratila)
6. Sekundarni zupčanici ( zupčanici izlaznog vratila)
7. Izlazno vratilo mjenjača
8. Primarni lančanik



Slika 56. Dijelovi originalnog mjenjača.

Budući da je zahtjev konstrukcije bolida formule student drugačiji od onog motocikla potrebno je sustavu diferencijalni prijenosnik.

Koljenasto vratilo(1), zupčasti par za primarnu redukciju(2), te višelamelna spojka (3) iz razloga pojednostavljenja izrade neće se izrađivati niti proračunavati u sklopu ovog rada već će kao takvi biti preuzeti u novoj konstrukciji. Primarni lančanik po svojoj naravi postaje redundantan u novonastaloj konstrukciji te je eliminiran.

U nastavku slijedi detaljan opis i proračun dijelova za prijenos snage koji su na bilo koji način modificirani ili nadodani gore navedenom sustavu.

#### **4.5.2. Ulazni parametri**

Originalni sustav projektiran je tako da pokreće vozilo čija će maksimalna brzina iznositi preko 150 km/h iz tog razloga on sadrži 6 brzina. Budući da je formula student natjecanje na kojem se rijetko postižu brzine veće od 100 km/h provedena je detaljna analiza raznih kombinacija broja brzina s obzirom na zadanu karakteristiku motora. Analiza je izvršena unutar programskog paketa Optimum Lap koji je kao besplatan software moguće skinuti s interneta. Rezultati analize su sljedeći :

1. Maksimalan potreban broj brzina automobila jest 4, razlog je broj mijenjanja brzina tijekom akceleracijskog testa.
2. Maksimalna potrebna brzina vozila je 105 km/h
3. Potrebno je da raspored prijenosnih omjera u „pilastom dijagramu“ bude što sličniji linearnom. Odnosno da promjena okretaja motora prilikom izmjene brzina ne bude veća od 2000 okretaja kako bi motor mogao raditi u idealnom radnom području
4. Potrebno je da maksimalni prijenosni omjer prve brzine bude oko ili ispod granice trakcije

Kako bi izrada bila što jednostavnija i jeftinija odlučeno je da se zadrže originalni zupčanički parovi uz eliminaciju onih koji su redundantni.

### 4.5.3. Odabir prijenosnih omjera



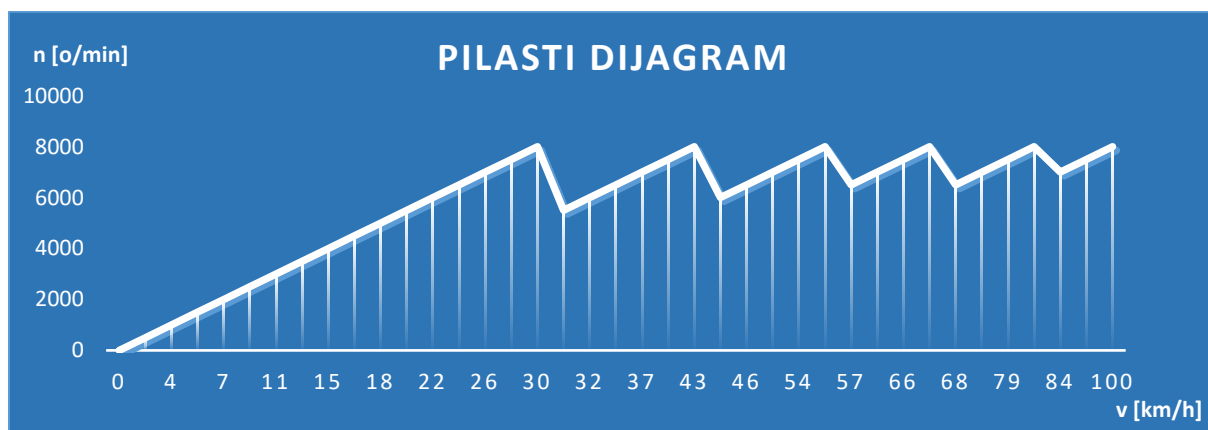
Slika 57. Serijski mjenjač proizvođača Husqvarna.

Postojeći zupčanici dolaze u parovima. Ozubljenje je s ravnim zubima, a prema tragovima po zupčaniku, vidljivo je kako su tretirani toplinskom obradom – cementiranjem. Za uključivanje brzina koristi se tzv. kandžasta spojka uobičajena za motociklističke prijenosnike. Ono što dolazi kao olakotna okolnost jest da se navedena konstrukcijska rješenja i inače koriste u konstrukciji trkaćih automobilističkih mjenjača. (Kako je vidljivo u priči o razvoju sekvencijalnih mjenjača, prvi su mjenjači su i bili modificirane izvedbe motociklističkih, a čak i danas se u svojoj srži mnogo ne razlikuju).

### 4.5.4. Odabir prijenosnih omjera (postojećih zupčanika) i prijenosnog omjera sekundarne (osovinske) redukcije (eng. final drive).

Za izračun prijenosnih omjera i konstrukciju pilastog dijagrama korišten je MS Excel. Prilikom proračuna zadani su fiksni prijenosni omjeri svih brzina i primarnog redukcijskog para zupčanika, a iteracija se vršila promjenom prijenosnog omjera osovinske redukcije.

Tablica 5. Pilasti dijagram.



Iz pilastog dijagrama odmah je vidljivo kako je promjena brzine vrtnje  $n$  između zadnje 4 brzine najmanja. To se dokazuje proračunom koeficijenta  $i_{k,k+1}$  koji predstavlja omjer prijenosnih omjera dvije susjedne brzine[10].

Gdje su prijenosni omjeri brzina

$$i_1 = 2.615$$

$$i_2 = 1,812$$

$$i_3 = 1,35$$

$$i_4 = 1.091$$

$$i_5 = 0.916$$

$$i_6 = 0.769$$

Iz toga slijede koeficijenti  $i_{k,k+1}$

$$i_{1,2} = \frac{i_2}{i_1} = 1.44$$

$$i_{2,3} = \frac{i_3}{i_2} = 1.34$$

$$i_{3,4} = \frac{i_4}{i_3} = 1.23$$

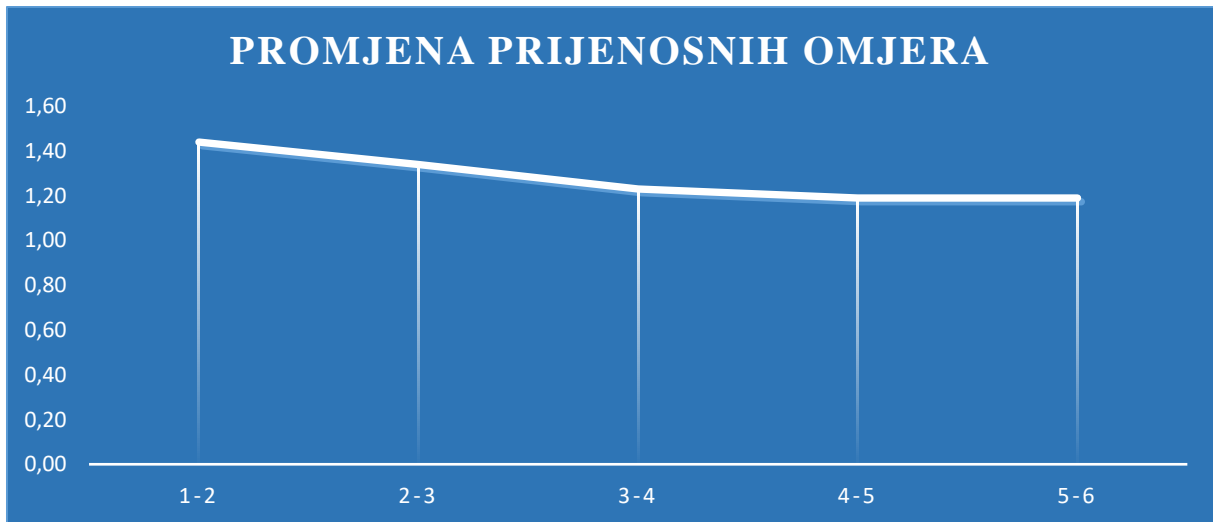
$$i_{4,5} = \frac{i_5}{i_4} = 1.19$$

$$i_{5,6} = \frac{i_6}{i_5} = 1.19$$

Proračun prikazuje omjere između susjednih brzina, odnosno nagib krivulje pilastog dijagrama.

Iz njega je jasno vidljivo kako su brzine 3 do 6 približno linearno raspoređene  $i_{k,k+1} \approx 1.2$ . Dobivene rezultate možemo prikazati u tabličnom obliku.

Tablica 6. Promjena prijenosnih omjera.



Graf implicira kako je raspored brzina u 6 brzinskoj konfiguraciji progresivan, no zadnje četiri brzine nalaze se u linearnom području koje je poželjno za trkaći mjenjač.

Nakon što su određene 4 brzine, potrebno je na temelju njihovih prijenosnih omjera odrediti prijenosni omjer osovinske redukcije uz zahtjev maksimalne brzine vozila 105 km/h. U proračunu je korištena veličina kotača, odnosno gume od 10“ koji je odabran prilikom odabira koncepta.

Konačni prijenos proračunavamo za vožnju u posljednjoj brzini, odnosno brzini 6 pomoću izraza

$$v = \frac{3.6 \cdot \pi \cdot r_d \cdot n}{30 \cdot i_u}$$

Gdje ukupni prijenosni omjer iznosi

$$i_{u,6} = i_p \cdot i_6 \cdot i_f$$

Prijenosni omjer primarnog redukcijskog para

$$i_p = 2.343$$

a prijenosni omjer šeste brzine.

$$i_6 = 0.769$$

Brzina vrtnje motora iznosi  $n = 8000 \frac{\text{O}}{\text{min}}$ , dok je  $r_d$  dinamički radijus gume i iznosi

$$r_d = 0.222m$$

Konačno dobivamo da je konačni prijenosni omjer za brzinu od 105 km/h

$$i_f = 3.69$$

Ova vrijednost predstavlja proračunski prijenosni omjer koji će varirati od stvarnog prijenosnog omjera. Razlog tome je konstrukcijska izvedba broja zubi zupčaničkog para koja je određena prilikom proračuna zupčanika. Kontrola prijenosnog omjera izvršit će se u nastavku .

Za dobiveni ukupni prijenosni omjer prve brzine ( prijašnje 3. Brzine) izvršena je kontrola trakcije prilikom akceleracije u programskom paketu Optimum Lap. Reducirani moment motora u tom stupnju prijenosa manji je od maksimalnog prenosivog momenta te je time zadovoljen 4. Uvjet.

Na temelju dobivenog prijenosnog omjera osovinske redukcije potrebnu je konstruirati zupčanički par za osovinsku redukciju koji će biti nadodan na konstrukciju kao sastavni dio diferencijalnog prijenosnika.

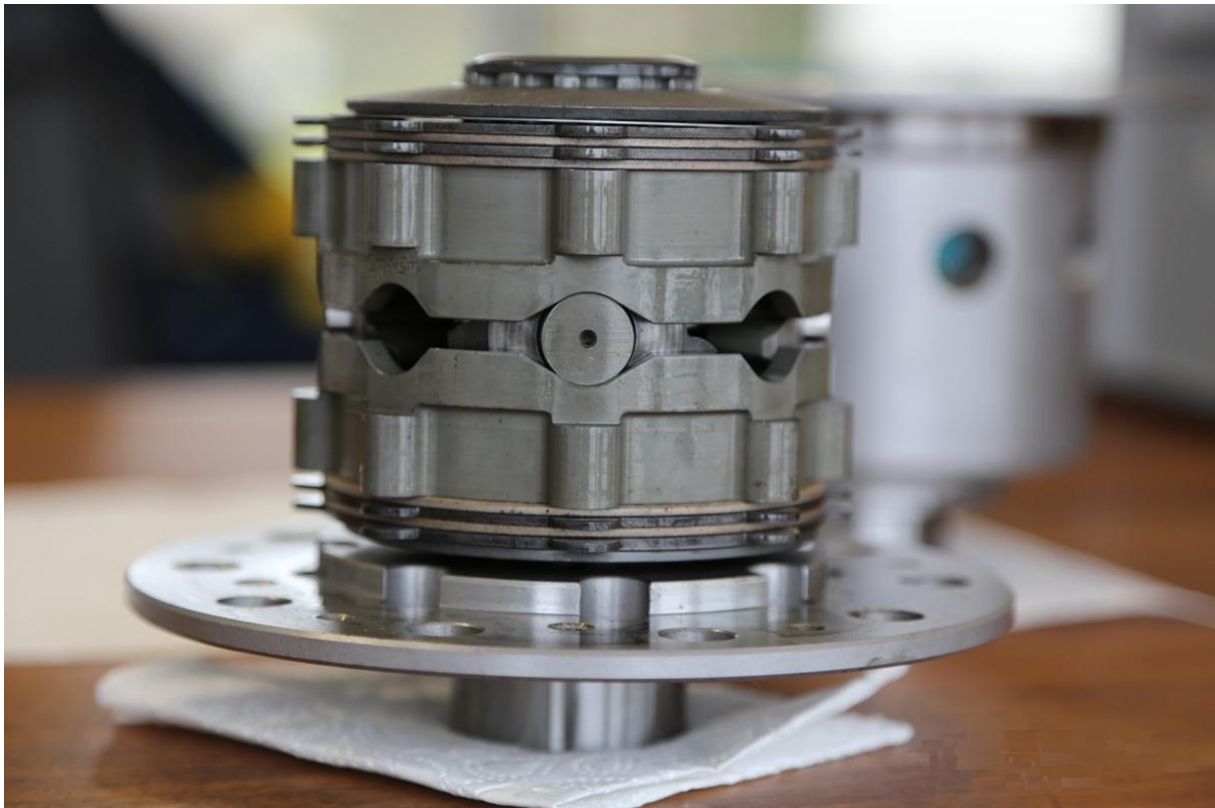
## **4.6. Diferencijalni prijenosnik**

### **4.6.1. Odabir diferencijalnog prijenosnika**

Kao što je navedeno diferencijalni prijenosnik dio je sponzorstva tvrtke Kvočić d.o.o. Radi se o modelu ograničenog momenta proklizavanja (eng. Limited slip differential). Prijenosnik ima nekoliko postavka koje se određuju prilikom testiranja automobila i utječu na vozne karakteristike automobila.

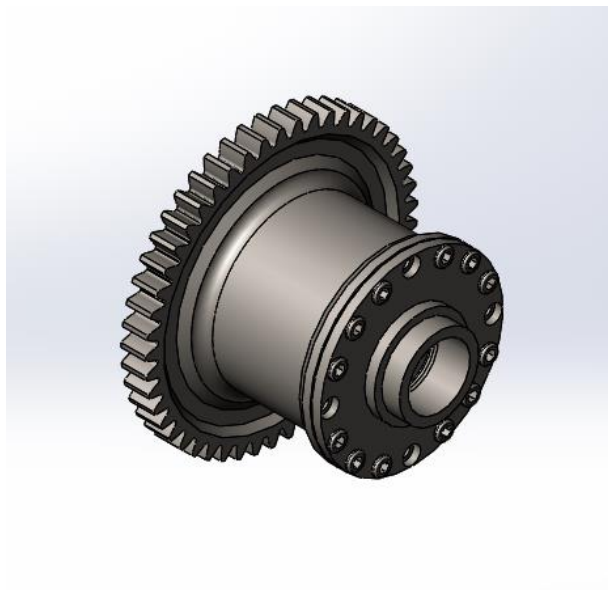
### **4.6.2. Konstrukcija kućišta diferencijala**

Za diferencijalni prijenosnik potrebno je konstruirati kućište s integriranim zupčanikom kako bi se prijenosnik mogao uklopiti na konstrukciju. Također je potrebno konstruirati izlazna vratila odnosno tripode koji služe za prihvat tripoidnog zgloba



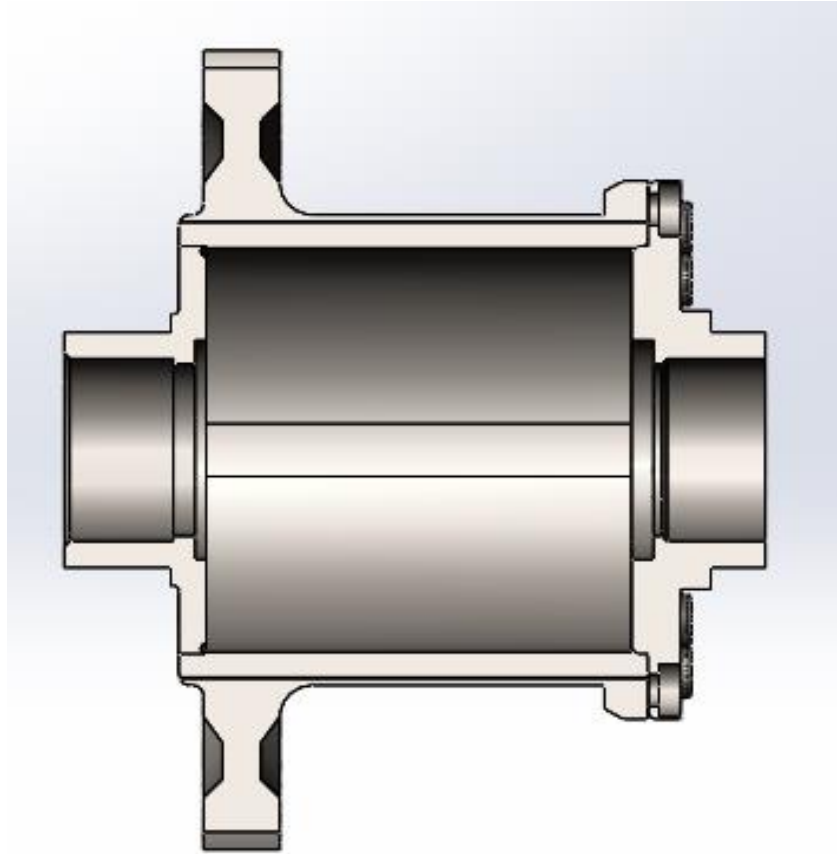
Slika 58. Ilustrativni prikaz unutrašnjosti „LSD“ lamelnog diferencijala.

Po uzoru na tvorničko, specificirano, kućište konstruirano je novo kućište diferencijala. Na kućištu je integriran zupčanik koji je dio zupčaničkog para za sekundarni prijenosni omjer.



Slika 59. Kućište novog diferencijala.





Slika 60. Presjek kućišta novog diferencijala.

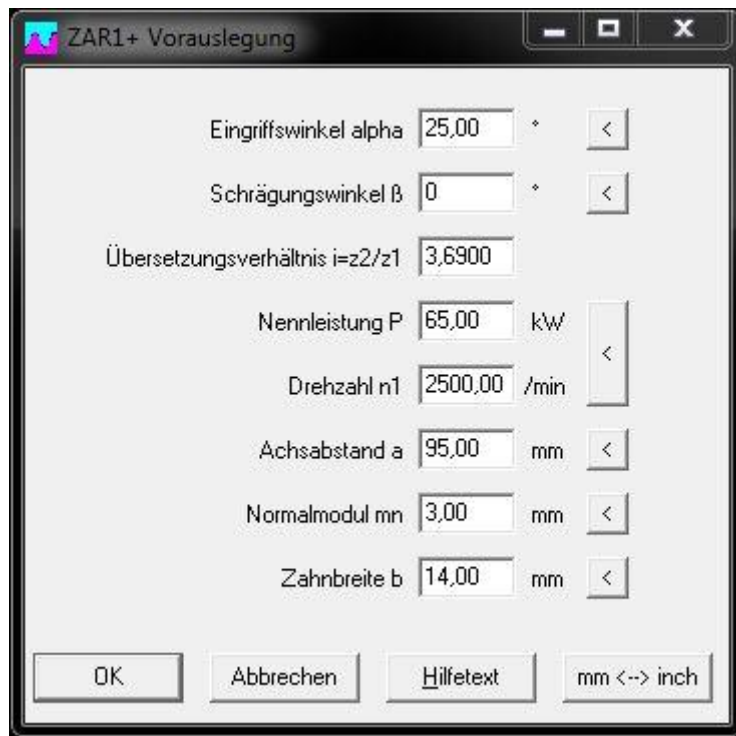
Kućište i vratila izrađeni su od čelika X19CrNiMo4 toplinski obrađenog cementiranjem, tvrdoće 60 HRC. Materijal je odabran prema dobavljuvosti i cijeni.

#### **4.6.3. Zupčasti par za sekundarnu redukciju**

Za proračun zupčastog para korišten je programski paket „ZAR“ u vlasništvu tvrtke Kvočić d.o.o koja je svojim uslugama sponzorirala rad tima, te omogućila pristup softwaeu.

Programski paket „ZAR“ računa geometriju i čvrstoću unutarnjih i vanjskih ozubljenja za ravne i kose zupčanike i stožnike te zupčaste letve. Program proračun vrši prema tehničkom standardu DIN 3990, te daje korisniku uvid u pozadinu modela u bilo kojem trenutku proračuna.

Proces započinje otvaranjem novog modela. I određivanjem osnovnih karakteristika zupčanika



Slika 61. ZAR 1.

Programsko sučelje je na Njemačkom jeziku, ali su jasno naznačene oznake i mjerne jedinice po kojima čitatelj jasno vidi osnovne karakteristike[11].

$\alpha$  - kut zahvatne linije. Prikazana je iteracija u kojoj kut iznosi 25 stupnjeva zbog povećanja sigurnosti zuba

$\beta$  - kut nagiba zuba, u ovom slučaju 0 stupnjeva.

$i$  - prijenosni omjer zupčaničkog para, jednak je  $i_f$

$n_1$  - brzina okretaja zupčanika 1, određena prema karakteristikci motora

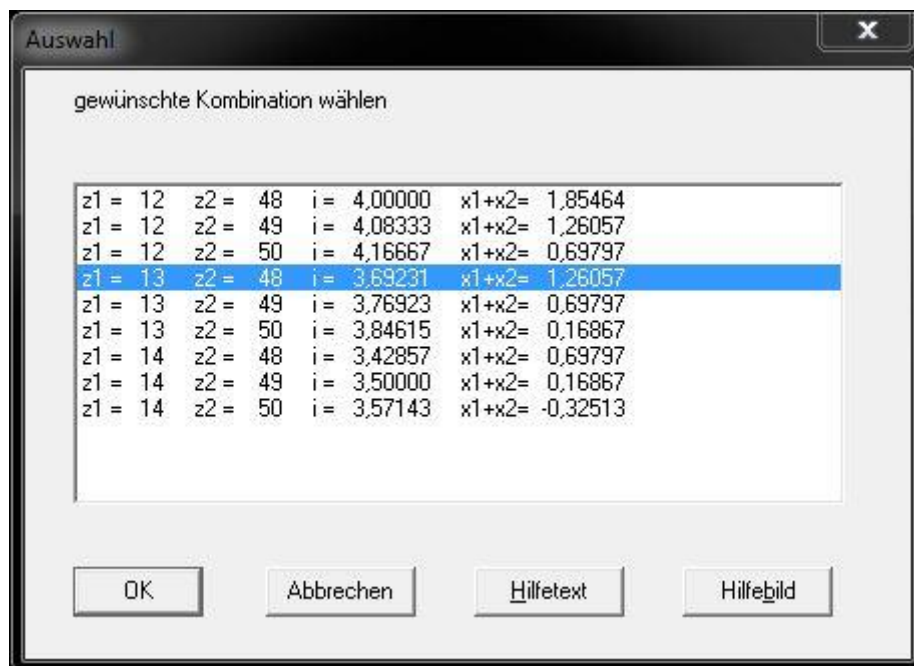
$a$  - osni razmak. Dobiven konstrukcijskim optimiranjem

$m_n$  - nominalni modul zupčanika. Dobiven iteracijom.

$b$  - širina zupčanika. Dobivena konstrukcijskim optimiranjem

Minimalna debljina zupčanika određena je iz konstrukcijskih razloga te iznosi 14 mm. Budući da je položaj diferencijalnog prijenosnika dio veće cjeline automobila, njegova pozicija i osni razmak optimiran je kako bi bilo moguće smjestiti izlazne poluosovina pod minimalnim kutom u odnosu a os diferencijala, prema tome je određen osni razmak diferencijala i izlaznog vratila mjenjača od 95mm.

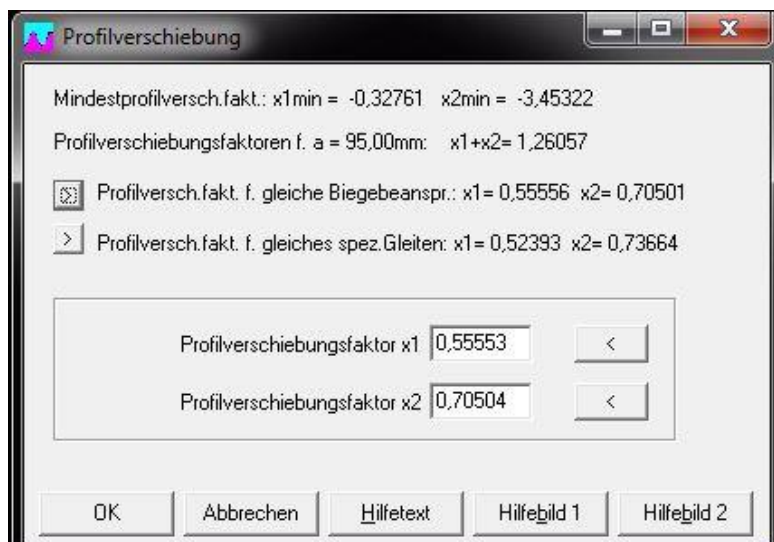
Na temelju ulaznih podataka, dobivamo predložene zupčaničke parove, zajedno sa pomakom profila i efektivnim prijenosnim omjerom.



Slika 62. ZAR 2.

Odabrana konfiguracija  $z_1 = 13$   $z_2 = 48$ , budući da prijenosni omjer u treću decimalu odgovara proračunskom.

Nakon odabira ukupnog pomaka profila, programski paket nudi mogućnost optimizacije pomaka profila  $x_1$  i  $x_2$



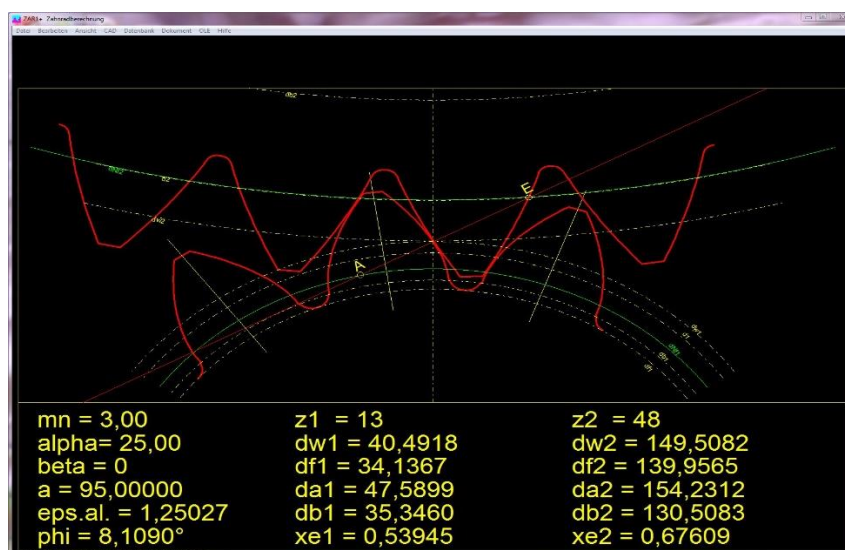
Slika 63. ZAR 3.

Postoje dvije mogućnosti, odabir pomaka profila u kojem će oba zupčanika imati jednako naprezanje u korijenu i pomaka profila za koje će biti jednoliko brzina klizanja zubiju.

Budući da se radi o trkaćoj izvedbi, u kojoj je bitno da strukturni dio zadrži integritet, ali samim time ima smanjen vijek trajanja. Odabrana je opcija s jednakim naprezanjem u korijenu.

$$x_1 = 0.555 \text{ i } x_2 = 0.705$$

Konačno dobivamo zahvat zuba i osnovne karakteristike para.

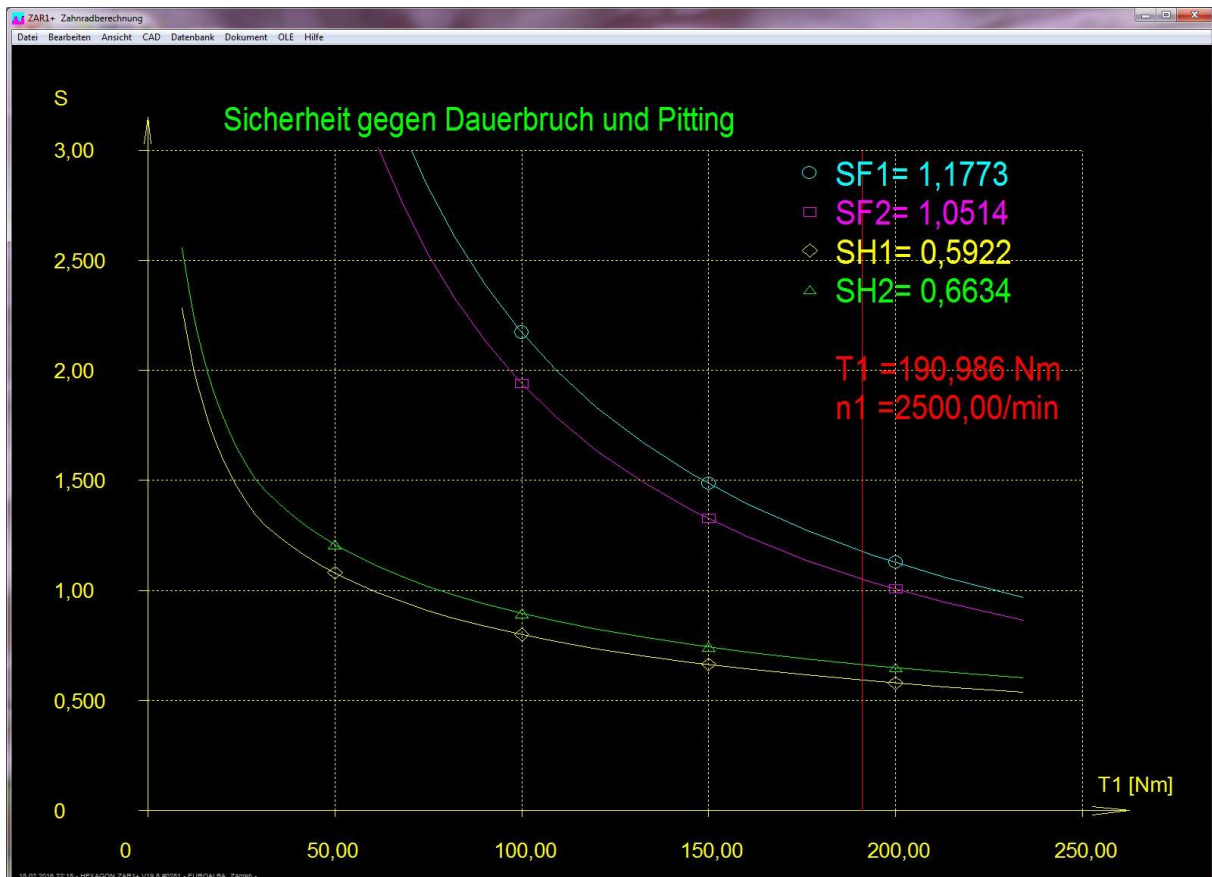


Slika 64. Zahvat zuba, osovinska redukcija.

Najbitniji podatak je sigurnost zupčanika.

Materijal koji se koristi za izradu zupčanika jednak je kao i kućište diferencijala X19CrNiMo4 u cementiranom stanju. Prema tome potrebno je da sigurnost zupčanika na savijanje bude veća od 1. S obzirom na minimizaciju mase, uzeta je sigurnost prilikom odabira opterećenja, a

konačna sigurnost konstrukcije  $S_{potrebno} = 1$



Slika 65. Sigurnost na savijanje zuba, osovinska redukcija.

Graf pokazuje ovisnost sigurnosti o momentu opterećenja prvog zupčanika  $T_1 = 191 Nm$ .

Plava linija odnosi se na zupčanik 1, a ljubičasta na zupčanik 2. Ostale dvije krivulje odnose se na sigurnost Hertzovog pritiska boka koji se ne odnosi na cementirane zupčanike.

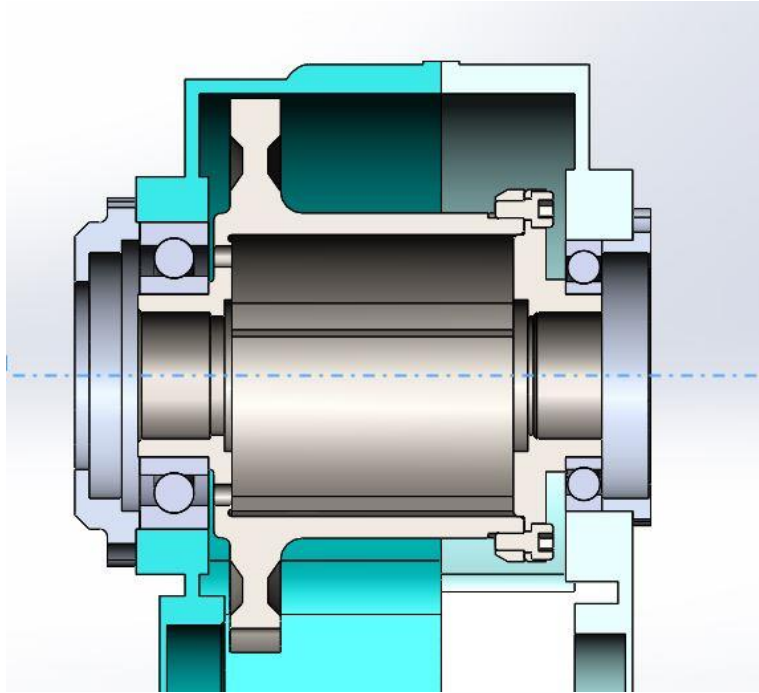
Sigurnost korijena zuba prvog zupčanika iznosi  $S_{f1} = 1.18$ , a sigurnost korijena zuba drugog zupčanika iznosi  $S_{f2} = 1.05$

Nakon eliminacije zupčanika i lančanika te dodavanja diferencijalnog prijenosnika, novi sustav za prijenos snage sastoji se od:

1. Koljenasto vratilo
2. Zupčasti par za primarnu redukciju
3. Višelamelna spojka
4. Ulazno vratilo mjenjača
5. Primarni zupčanici (3, 4, 5 i 6. Brzine)
6. Sekundarni zupčanici
7. Izlazno vratilo mjenjača
8. Zupčasti par za sekundarnu redukciju
9. Diferencijalni prijenosnik

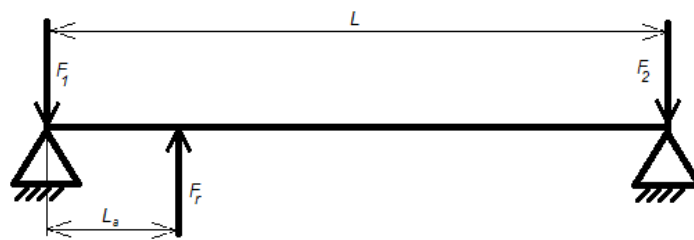
#### **4.6.4. Ležajevi**

Budući da su sva vratila ostala jednaka, zadržana su i ležajna mjesta. Proračun tih ležajeva neće se raditi budući da se snaga i moment motora u odnosu na standardni ostali jednaki. U okviru ovog rada provjerit će se novi ležajevi koji se koriste za uležištenje kućišta diferencijalnog prijenosnika. Ležajevi su odabrani prema preporuci proizvođača za vrstu opterećenja, te će se samo provjeriti zadovoljavaju li na uvjet vremenskog trajanja. Automobilski ležajevi za cestovne automobile proračunavaju se na vijek trajanja od 50 sati pri maksimalnom opterećenju (papučica gasa pritisnuta do kraja). Trkaći automobili proračunavaju se na vijek trajanja od 10 sati, a nekada i manje. Maksimalna brzina vozila je 100 km/h, vožnja konstantnom brzinom u trajanju od 10 sati rezultirala bi s prijeđenih 1000 km. Budući da je konfiguracija natjecanja takva da se prilikom čitavog eventa ne pređe udaljenost veća od svega nekoliko kilometara, ovakav vijek trajanja može se smatrati predimenzioniranim. No budući da se radi o školskom primjeru vozila uvjet vijeka trajanja je 10 sati.



Slika 66. Slika ležajnih mjesta diferencijalnog prijenosnika.

Na temelju slike ležajnih mjesta možemo napraviti shematski prikaz opterećenja ležajeva. Ležajevi su odabrani iz konstrukcijskih razloga te će se na njim izvršiti provjera trajnosti



Slika 67. Shematski prikaz opterećenja ležajeva.

$$F_r = F_1 + F_2$$

$$F_2 = \frac{L_1}{L} F_r$$

$$F_r = \frac{T_1 \cdot 2}{d_{w1}} = 9879 N$$

$$L_1 = 22.5 mm$$

$$L_r = 114 mm$$

$$F_1 = F_r \cdot \left(1 - \frac{L_1}{L_r}\right) = 7929 N$$

$$F_2 = 1950 N$$

Lijevo ležaj oznake je 16009 a desno 6209

Brzina vrtnje vratila diferencijala iznosi

$$n_2 = \frac{n_{radilice}}{i_{ukupno}} = \frac{8000}{22.6} = 354 \text{ min}^{-1}$$

S obzirom na karakteristiku motora s unutrašnjim izgaranjem, maksimalan moment odnosno sila na zupčaniku i brzina vrtnje nikada se ne događaju u isto vrijeme. Međutim kako bi bili sigurni da u najgorem slučaju opterećenja zupčanici zadovoljavaju statički i dinamički za brzinu vrtnje uzet je upravo taj slučaj.

Za ležaj 16009

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 354} \cdot \left(\frac{16.5}{7.9}\right)^3 = 429 h$$

Za ležaj 6209



$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 354} \cdot \left( \frac{35.1}{2} \right)^3 \approx 200 \cdot 10^3 h$$

Oba ležaja imaju vrlo veliko vrijeme trajanja. Razlog toga je statička nosivost ležajeva koja je trebala biti zadovoljena.

Svi proračuni vršeni su pomoću online SKF kalkulatora, a dani proračuni su ilustrativnog karaktera.

#### **4.7. Kućište mjenjača**

Svrha kućišta mjenjača jest da prihvati sve dijelove sustava za prijenos snage, ali i ostalih, pomoćnih sustava te ih zaštititi od vanjskih utjecaja uz pružanje strukturne čvrstoće.

Nadodavanjem diferencijalnog prijenosnika stvorena je potreba za izradom novog kućišta mjenjača. Prilikom konstrukcije potrebno je sagledati sve aspekte koje ono mora zadovoljiti, a to su primarno materijal i metoda izrade.

##### **4.7.1. Materijal kućišta**

Kod odabira materijala kućišta potrebno se osvrnuti na temeljne zahtjeve. Potrebno je da materijal bude visoke čvrstoće, ali i lagan uz mogućnost kvalitetne naknade obrade. Odabran je aluminij 7075 odnosno AlZnMg-Cu1.5. Radi se o materijalu s čvrstoćom od 505MPa koji se najviše upotrebljava avionskoj i vojnoj industriji.

##### **4.7.2. Metoda izrade**

Kod prototipne izrade, kao što je ova, česta je izrada uz pomoć obrade odvajanjem čestica odnosno glodanja upotrebom CNC („computer numerical control“) tehnologije. Prednost tehnologije jest mogućnost stvaranja složene geometrije, brzina rada u odnosu na ostale metoda obrade odvajanjem čestica te postizanje visoke točnosti i preciznosti. Nedostatak je što za je za izradu jednog obratka potrebno nekoliko alata i vrsta obrade te premještanja obratka što u visoko serijskoj proizvodnji može generirati dodatne troškove proizvodnje. U odnosu na nju metoda lijevanja znatno je brža i jednostavnija, ali zahtjeva izradu kalupa zbog čega se i koristi za visokoserijsku proizvodnju.

Kućište mjenjača izrađeno je na stroju „Fanuc t14ia robodrill“ u vlasništvu tvrtke Kvočić d.o.o.

### **4.7.3. Konstrukcija kućišta**

Kućište mjenjača sastoji se od dvije polovice. Po uzoru na originalnu mjenjačku kutiju zadržana je linija dijeljenja. Sustav za prijenos snage, ranije spomenut, zadržao je osnost jednaku u odnosu na original, uz nadodavanje ležajnih mjesta za diferencijalni prijenosnik.

Oblik kućišta određivan je iterativno prema zahtjevima koje su nametali ostali konstrukcijski elementi bolida formule student koji su se nalazili u izravnoj okolini.

## **4.8. Pomoćni sustavi**

Pomoćni sustavi sastoje se od dijelova koji nisu neophodni za proces prijenosa momenta i snage, ali su neophodni za funkcioniranje sustava motora s unutrašnjim izgaranjem. Originalni sustavi, koji su došli s pogonskom jedinicom, namijenjeni su za originalno vozilo koje je proizvedeno krajem 90-ih godina. S obzirom na razdoblje, sustav nije koristio elektroničko ubrizgavanje goriva, hlađenje motora riješeno je nastrujavanjem zraka na hladnjak vode, a sustav pokretanja je dvostruk- manualni i električni[12].

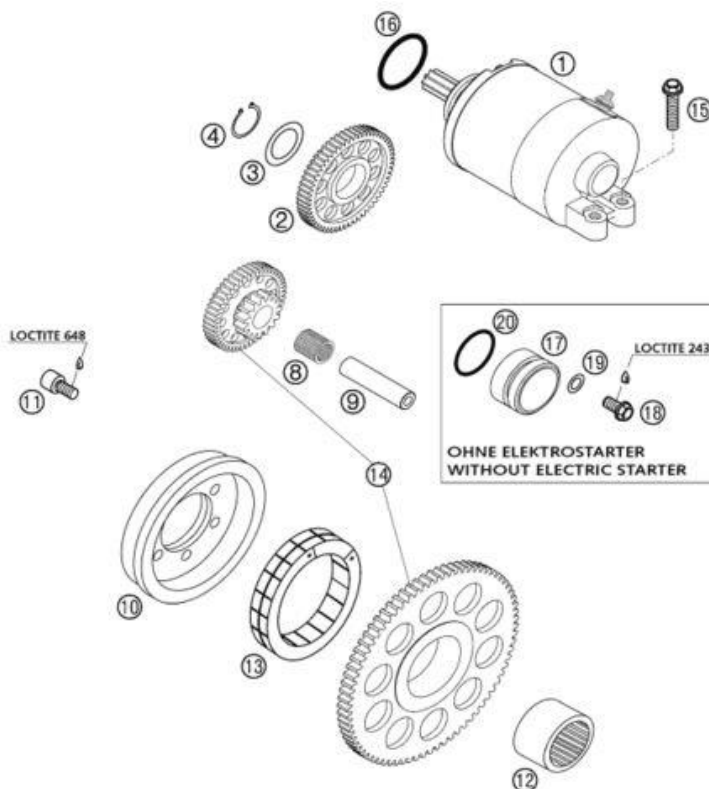
Kako su zahtjevi formule student za upravljanjem motora kompleksniji iz razloga postizanja maksimalne moguće snage pogonske jedinice, potrebne su preinake. Motor je nadograđen sustavom za elektroničko ubrizgavanje goriva i kako i svim sensorima potrebni da bi taj sustav funkcionirao. Manualan sustav paljenja motora protivi se pravilniku te kao takav postaje redundantan.

### **4.8.1. Sustav za pokretanje motora**

Kao što je napomenuto, manualni sustav postaje redundantan te se eliminira, a elektronički sustav paljenja motora potrebno je revidirati.

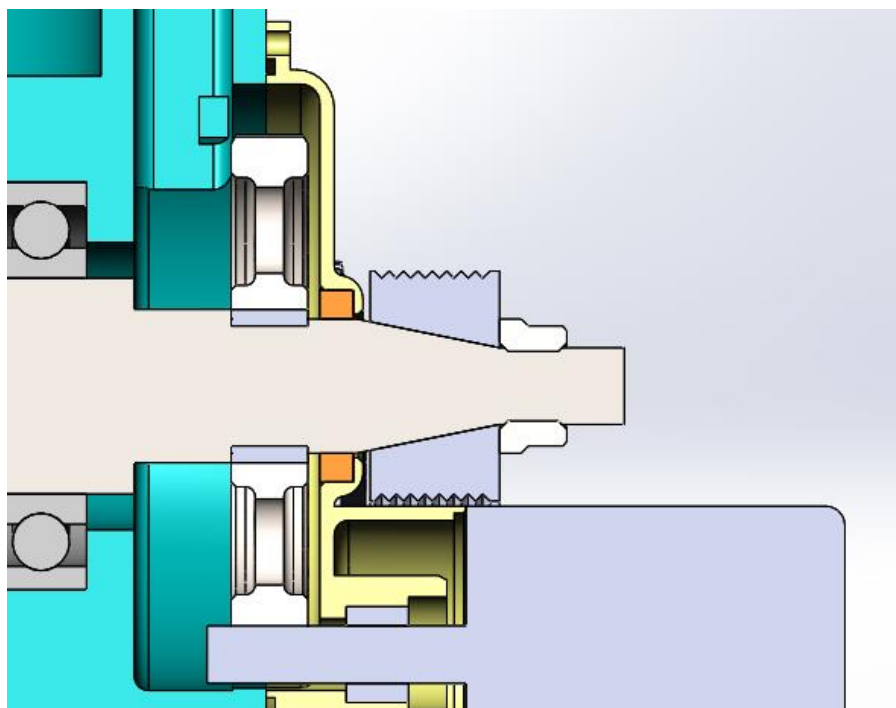


Slika 68. Tro stupanjska redukcija sustava za pokretanje motora.



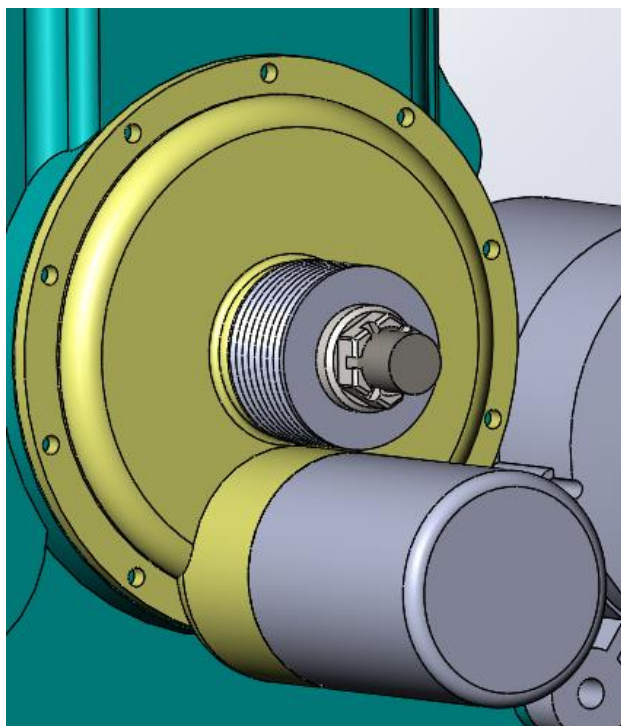
Slika 69. Shematski prikaz sustava za pokretanje motora.

Na priloženoj slici je sustav za redukciju momenta električnog startera tro stupanjski je s prijenosnim omjerom  $i=10$ . Sustav je po svojoj naravi kompleksan. Posljedica toga je 6 zupčanika, 3 ležajna mjesta i povećano kućište mjenjača. Kako bi se sustav pojednostavnio zamijenjen je 1 stupanjskim redukcijskim sustavom, koji je zahtjeva upotrebu većih zupčanika, ali uz domišljatu konstrukciju može biti ukomponiran unutar postojećeg prostora mjenjača.



Slika 70. Nova konstrukcija sustava za pokretanje motora.

Kako bi se prihvatio starter, potrebna je bila konstrukcija posebnog poklopca koji u sebi inkomponira nosač.



Slika 71. Poklopac startera motora.

Sustav u sebi također mora sadržavati jednosmjernu spojku koja onemogućava prijenos momenta na starter nakon pokretanja motora. Razlog toga je veliki prijenosni omjer koji u tom slučaju postaje multiplikacijski omjer i može rezultirati uništavanjem startera. Jednosmjerna spojka koristi se na svim vozilima kako bi se izbjegla ta pojava. Moguće su dvije izvedbe jednosmjerne spojke.

1. Sustav s uključno-isključnim zupčanikom kakav se koristi na većini osobnih automobila
2. Jednosmjerna spojka u obliku ležajnog mjesta koja se koristi na većini motocikala.

#### **4.8.2. Sustav za proizvodnju električne energije**

Budući da će sustav koristiti dodatne elektroničke sustave potrebno je napraviti reviziju sustava za proizvodnju električne energije, odnosno „alternatora“. Prema specifikacijama proizvođača izlazna struja standardnog alternatora iznosi  $i_a=8A$ . Iz tog razloga potrebno je izvršiti izradu energetske bilance sustava koja će uključivati sve nove potrošače kako bi se mogao dimenzionirati sustav za proizvodnju električne energije.

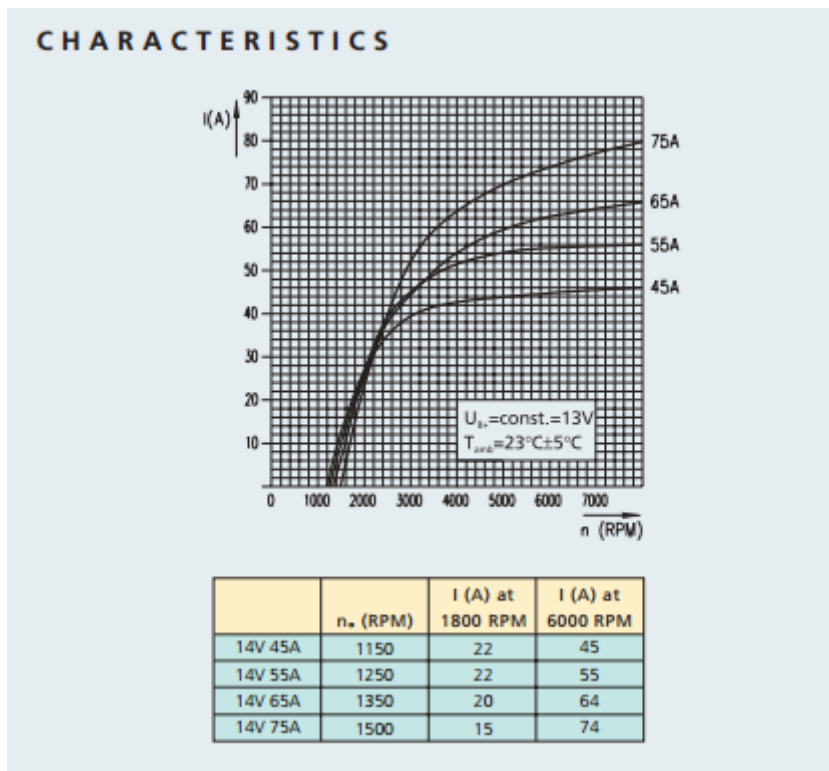
Tablica 7. Energetska bilanca potrošača.

Energetska bilanca potrošača	
	Nazivna struja (A)
Sustav elektronskog upravljanja	12
Ventilatori za hlađenje	8
Pumpa goriva	4
<b>Ukupno</b>	<b>24</b>

Izvor: specifikacije proizvođača

Nakon dobivene potrebne struje alternatora izvršena je pretraga po stranicama proizvođača na odgovarajući alternator.

Proces je imao više bitnih parametara kao što su cijena uređaja, masu te nazivnu snagu alternatora odnosno njegovu karakteristiku. Nakon pretraživanja raznih proizvođača pronađen je uređaj koji je dobavljen u hrvatskoj te je dobiven kao donacija.

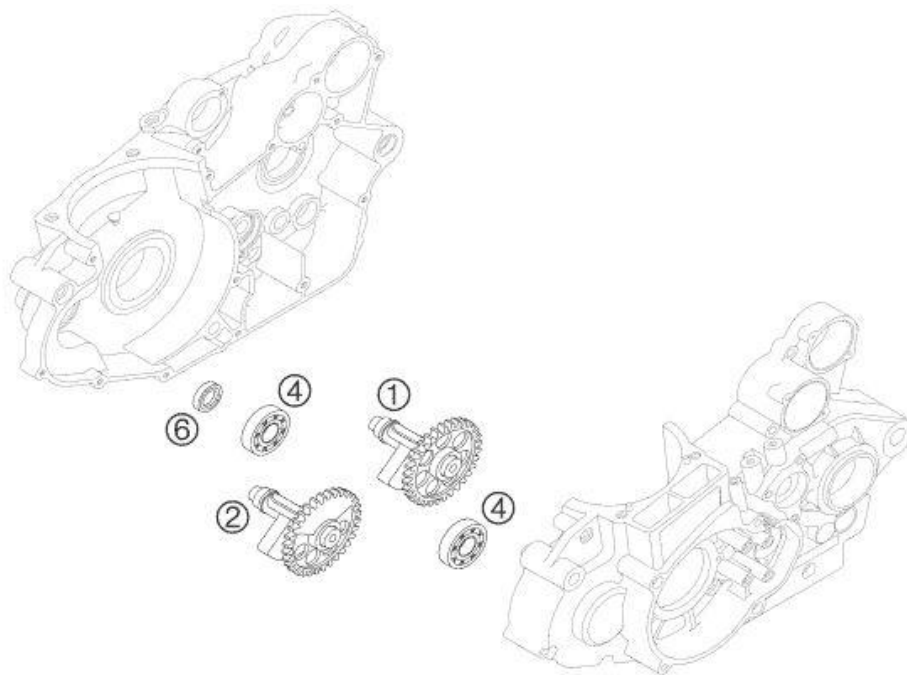


Slika 72. Karakteristika alternatora.

Nazivna struja alternatora je  $i_a = 55$  A što zadovoljava zahtjeve sustava. Masa uređaja je najlakša pronađena na tržištu i iznosi 2,5 kg.

#### 4.8.3. Sustav za umanjenje utjecaja vibracija

Sustav za umanjenje utjecaja vibracija sastoji se od ekscentričnog vratila i prijenosnog zupčaničkog para te dva ležajna mjesta. Sustav služi kako bi se umanjile vibracije koje su izrazito izražene kod jednocilindričnih motora s unutrašnjim izgaranjem. Budući da su postojale indikacije kako se za trkaći motor i mjenjač skraćenog radnog vijeka motor može pogoniti i bez ovog sustava izvršen je proračun vibracija jednocilindričnog motora. Odgovarajući proračun izlazi izvan opsega ovog rada te se neće prikazivati. Rezultat proračuna jest potpuno uklanjanje ovog sustava.



Slika 73. Shematski prikaz sustava za umanjenje utjecaja vibracija.

## 4.9. Sustav za kočenje vozila

Kako bi se smanjila ne ovješena masa vozila sustav kočenja zadnjih kotača integriran je s mjenjačem.

U sklopu ovog rada izvršit će se proračun potrebnog momenta kočenja na zadnjim kotačima vozila, te će se prema tome izvršiti dimenzioniranje diskova. Debljina diskova određena je pomoću toplinskog modela sustava kočenja te neće biti detaljno prikazana u sklopu ovog rada budući da nije rad autora.

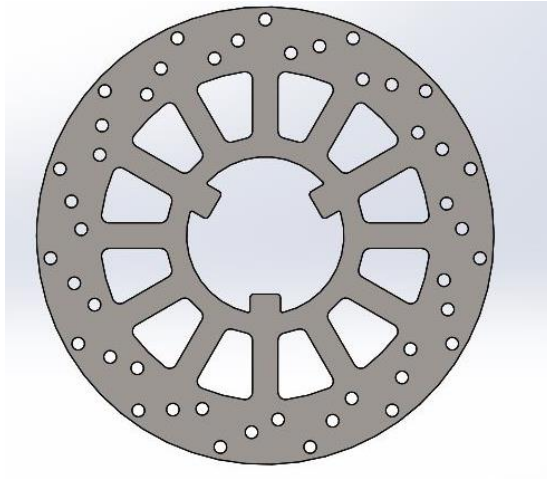
### 4.9.1. Ulazni parametri kočenja

Za ulazne parametre kočenja odabrane su osnovne dinamičke karakteristike vozila prema kojima je izvršen proračun sile odnosno momenta kočenja. Karakteristike gume, točnije njeno trenje, autorova su procjena na temelju sličnih trkaćih guma te su uzete kao maksimalne moguće vrijednosti kako bi izvršeno kočenje bilo na strani sigurnosti. Karakteristika gume podatak je koji, određene organizacije, određuju eksperimentalnim putem te je kao takav raspoloživ isključivo uz novčanu nadoknadu koja je van budžeta ovog rada. Odabrani faktor trenje gume jest 1.5.

Nadalje, bitan faktor na koji treba obratiti pažnju jest interakcija vozača s kočionim sustavom. Sila koju vozač nameće na sustav odnosno pedalu kočnice ne smije prelaziti određenu vrijednost, s druge strane iznos te sile ne smije biti premalen jer u tom slučaju vozač ima premalu „kontrolu“ nad sustavom u složenim dinamičkim uvjetima kojima se nalazi tijekom vožnje. Prema [6] preporučena nožna sila za sportski automobil iznosi 60 N, a trkaći automobil iznosi 100 do 150 N. Odabrana nožna sila je 60 N budući da vozači za koje je automobil projektiran nisu profesionalni trkaći vozači automobila.

Nakon dinamičkog proračuna sile kočenja dobiven je moment kočenja na osovinaama  $M_{osovina} = 600Nm$ . Radi opsega proračun detalji neće biti obrađeni u sklopu ovog rada.





Slika 74. Konstrukcija kočionog diska.

#### 4.9.2. Proračun paoka diska

$$M_{osovina} = 600Nm$$

$$M_{diska} = \frac{M_{osovina}}{2}$$

$$M_{diska} = 300Nm$$

$$d_{diska} = 185mm$$

$$r_{diska} = \frac{d_{diska}}{2} = 92.5mm$$

$$n_{paoka} = 12$$

$$F_{paoka} = \frac{M_{diska}}{r_{diska} \cdot n_{paoka}} = 270N$$

$$M_{s,paoka} = F_{paoka} \cdot r_{diska} = 25Nm = 25000Nmm$$

$$W_{presjeka} = \frac{a \cdot h^3}{12} = \frac{5 \cdot 10^3}{12} = 416.7mm^4$$

$$\sigma = \frac{M_{s,paoka}}{W_{presjeka}} = \frac{25000}{416.7} = 60 \frac{N}{mm^2}$$

Standardni materijal za diskove u formuli student je čelik trgovačkog naziva Toolox 44 švedskog proizvođača SSAB. Čvrstoća spomenutog materijala je na radnih 200°C iznosi

$\sigma_m = 1380 \frac{N}{mm^2}$  iz čega je vidljivo da zadana dimenzija zadovoljava sa sigurnošću

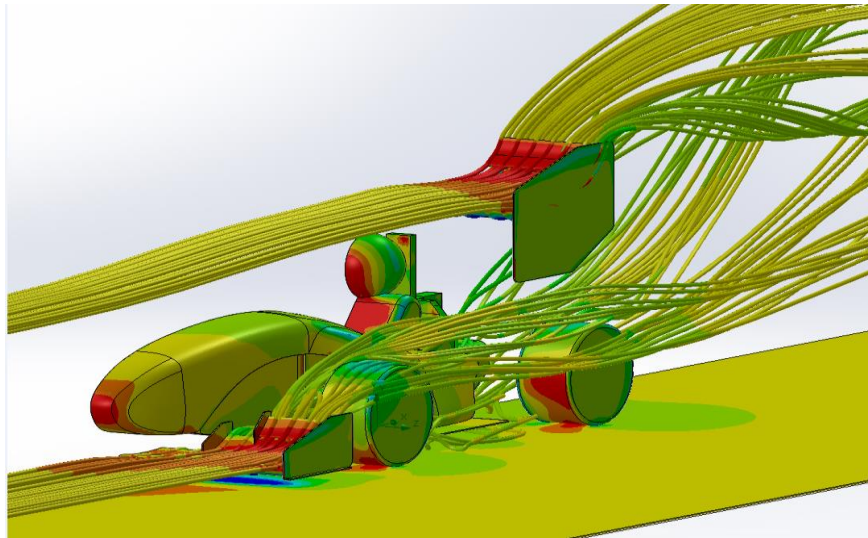
$$s = \frac{\sigma_m}{\sigma} = \frac{1380}{60} = 23$$

## 5. Aerodinamika bolida

### 5.1. Uvod

Pobjeda leži u posvećenosti detaljima. Upravo se oni ubrajaju među glavne aspekte bolida koji mogu ostvariti kontinuirana i poboljšana vremena krugova; no još važnije, poboljšavaju se svojstva bolida u smislu ostalih performansi kao što su ekonomičnost, dizajn, trošenje dijelova, naprezanja u određenim situacijama itd. Aerodinamika trkaćih vozila u današnjici se može smatrati kao umjetnost budući da se kreatoru navedenog aspekta daje potpuna sloboda svrhu poboljšanja toka fluida sa svih strana vozila. Prema tome, često vidamo apstraktan dizajn vozila s ili bez mnogo komponenata; od koje su većina kompleksnih oblika. Takve su pojave vrlo česte ako pratimo natjecanja trkaćih vozila kao što su Formula 1, DTM, itd. Pri navedenim događajima su brzine te akceleracija kretanja samog vozila povećane i pri tome dolazi do sve većeg izražaja sila koje djeluju na vozilo uslijed zračnog strujanja. Možemo zaključiti da prilikom povećanja brzine strujanja fluida oko vozila; željene će se performanse lakše ostvariti.

Iako na natjecanju Formula Student prevladavaju manje brzine u odnosu na druga natjecanja, važnost razvoja oblika sklopova u svrhu poboljšanja aerodinamičkih sposobnosti bolida je neizostavna. Navedena će se konstatacija u tekstu dokazati. Manje brzine su uzrokovane većim brojem zavoja, što znači da više pažnje treba obratiti u razvoju specifičnog dizajna koji neće ostvarivati mnogo sile otpora prilikom prolaska kroz fluid pod različitim kosim putanjama (yaw angle). Također, performanse se postižu u ograničenim vrijednostima ovisno o dizajnu, budući da pravilnik, izgled staze i ostali faktori bolida diktiraju realne uvjete vožnje. Cilj je ostvariti što više korisnih svojstava pri što kraćim vremenskim intervalima kako bi se maksimalno iskoristila korisnost dijelova koji utječu na strujanje fluida u ne samo bržim; već i sporijim dijelovima staze. Uostalom, aerodinamika je od iznimne važnosti kod trkaćih bolida budući da se bez dodavanja mase može održati stabilnost pri vožnji. Budući da se na natjecanju FS ne boduje samo dinamički dio testiranja, već i dizajn, solucije komponenata gdje se detaljno objašnjava svaki dio bolida i njegova svrha, bitno je usavršiti i dokazati svrhu svake komponente neminovno hoće li ona poboljšati performanse u „endurance“ djelu.

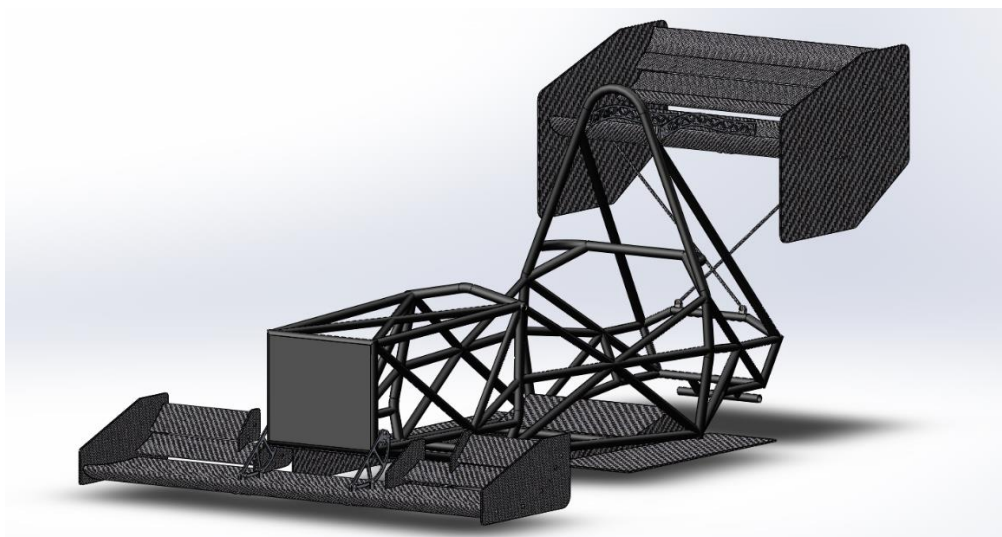


Slika 75. Prikaz putanje fluida (streamlines) oko bolida u SolidWorks-u.

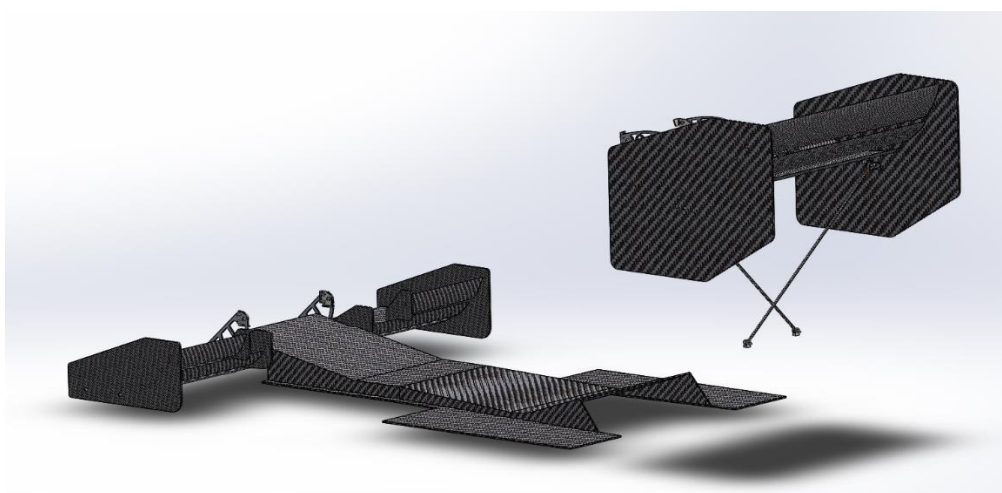
## 5.2. Ciljevi i optimizacija pri razvoju

Uz ostvarivanje željenih sila (lift/downforce), najbitnija je putanja fluida koja bi u idealnom slučaju bila laminarna duž većine vozila. Naravno, takav je slučaj nemoguć budući da se turbulentni tokovi i vrtlozi kreiraju pri svakom elementu koji struji kroz zrak, pogotovo pri varijabilnim kutovima ulaska i izlaska u zavoj (nepravilno postavljanje može olakšati proces proklizavanja vozila). Zaključak tada glasi da što je više elemenata na krilima, podvozju i oklopu bolida, time uz pozitivna svojstva također dobivamo i veći otpor zraka. Ako se na pravilan način raspodjeli količina i položaj elemenata na komponentama; taj bi se otpor trebao minimalizirati, a korisnost u smislu dobivanja željenih smjerova uzgona bi trebala težiti prema višem standardu efikasnosti. Da bi se izbjeglo stvaranje što većeg otpora zraka, naš je tim odlučio razviti aerodinamički paket s minimalnim brojem montiranih krilca (flaps) na glavne komponente:

- Prednje krilo
- Stražnje krilo
- Podnica



Slika 76. Aero-paket montiran na šasiju bolida.



Slika 77. Aero paket s nosačima.

Kako bi ostvarili navedenu težnju; ograničili smo omjer koeficijenta uzgona i otpora zraka na numeričku vrijednost veću od 2 kako ne bi naštetili postizanju maksimalne brzine bolida. Time ne samo da smo izbjegli moguće komplikacije pri strujanju zraka u određenim uvjetima, već smo i snizili trošak izrade samih dijelova.

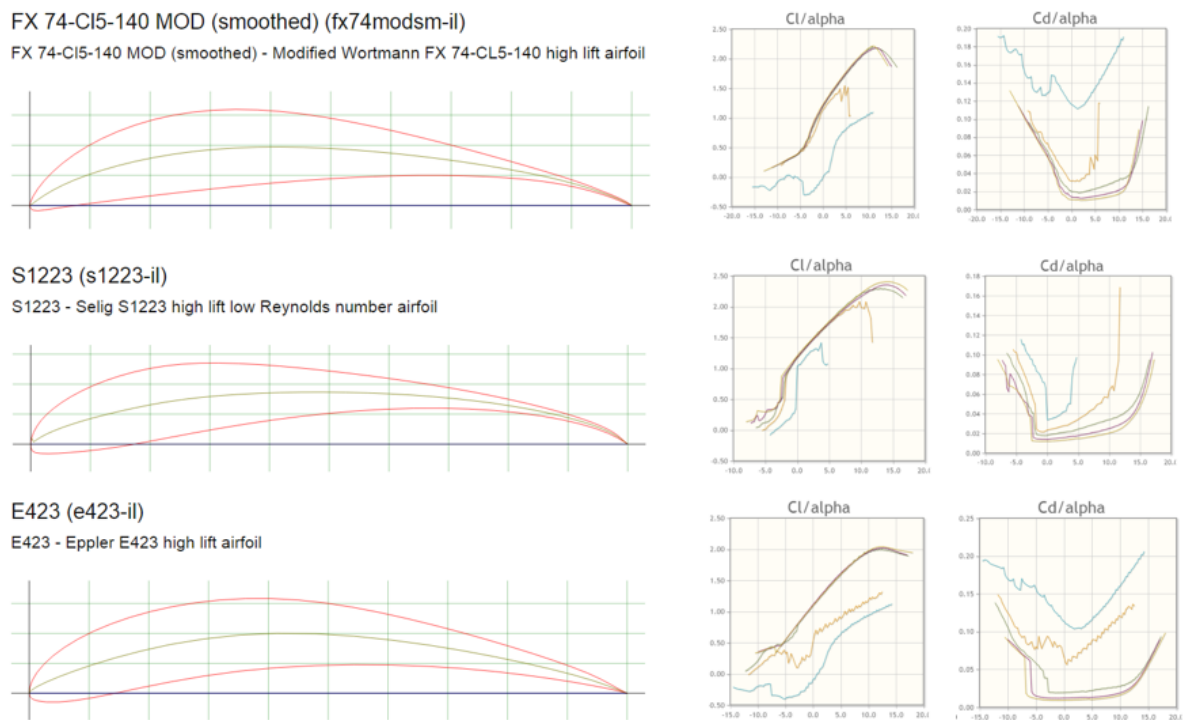
Drugi cilj prije početka detaljne razrade bila je i minimalizacija mase aerodinamičkog paketa koji iznosi manje od 10 kilograma. Stabilnost pri vožnji bio nam je primaran fokus, što je rezultiralo razvoju komponenata u svrhu dobivanja što većeg negativnog uzgona. Negativan uzgon, odnosno potisak (downforce), smanjuje visinu između staze i podvozja auta[13]. Time ne samo da smo dobili veći potisak s gornje strane bolida te stabilnost pri vožnji; već smo dodatno povećali već inicijalni potisak jer se on povećava i time što je podvozje bolida niže (ground effect). Ova pojava dočarava kompleksnost aerodinamike vozila budući da se pri

razvoju nikad pojedinačno ne rade komponente, već se uzima u obzir cijelo vozilo i prema njegovu se obliku dalje dizajniraju komponente.

Pri procesu razvoja dizajna i optimizacije željenih komponenata kroz simulacije koristili smo niz programa. U dijelu CAD-a korišten je SolidWorks, a što se tiče CFD simulacija korišteni OpenFoam i SolidWorks FlowSimulation.

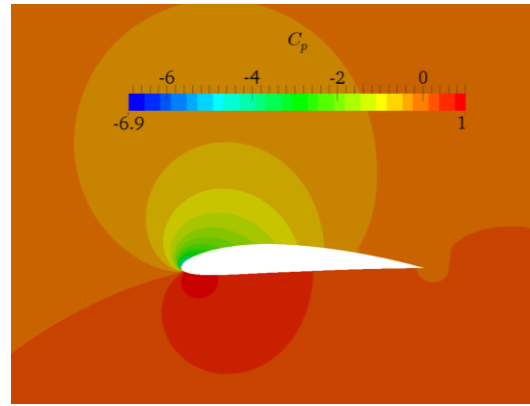
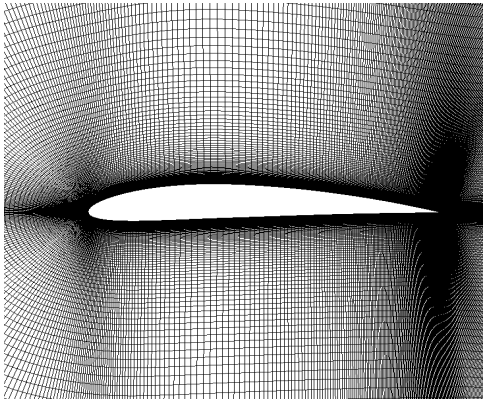
### 5.3. Odabir zadovoljavajućeg aerofoil profila

Kako bi najlakše opisali odabir navedenog profila; na sljedećoj su slici prikazani grafovi koeficijent uzgona/napadni kut, te koeficijent otpora zraka/napadni kut:



Slika 78. Odabir aerofoil-a za krila.

Odabrani je aerofoil jedan od „agresivnijih“ oblika koji je namijenjen povećanom dobitku potiska. U CAD-u smo modificirali oblik oko zaobljenja i nekih kutova nagiba te time pojednostavili izradu elemenata krila. Nagib smo odabirali na temelju mnoštva testiranja putem CFD simulacija, te prema dogovoru odredili najpoželjniji nagib i razmak između aerofoil-a.

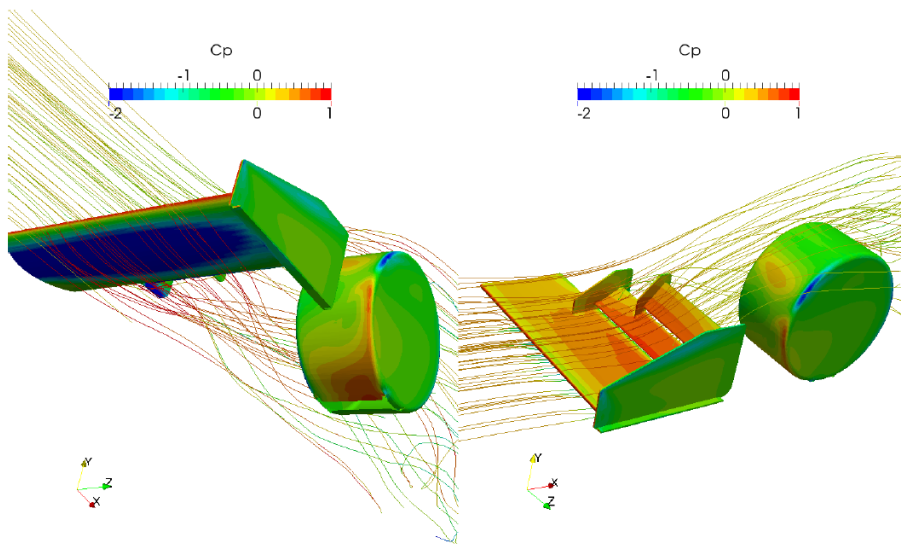


Slika 79. 2D CFD analiza odabranog aerofoil oblika, OpenFoam.

## 5.4. Komponente aerodinamičkog paketa

### 5.4.1. Prednje krilo

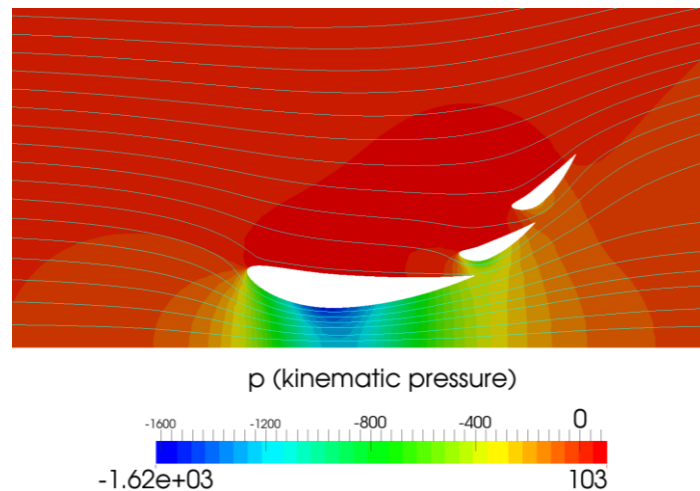
Jedno od glavnih svojstava koje nam pruža prisutnost prednjeg krila jest negativni uzgon u prednjem dijelu auta. Tako fokusiramo težište bolida prema prednjem dijelu što također utječe na vožnju; pogotovo zavoja. Prednje je krilo jedno od ključnih komponenta budući da na njemu započinje putanja fluida oko bolida te je bitno obratiti pažnju na ponašanje toka nakon separacije budući da se fluid preko prednjeg krila doprema ostalom dijelu vozila.



Slika 80. Raspodjela razina tlakova na prednjem krilu; OpenFoam.

Cilj prednjeg krila uz dobivanje negativnog uzgona jest i kontrola fluida, odnosno cilj pri razvoju je bio prenijeti fluid u što mirnijem obliku preko kotača koji po pravilniku mora biti

otvoren (kao i u sličnim natjecanjima otvorenog kokpita). Ovo je čest problem pri većim brzinama; budući da otvoren kotači koji pri rotaciji stvaraju turbulentne vrtloge, mogu naštetiti stabilnosti auta pri većim brzinama. Naravno u FS se takve pojave u većim izražajima neće dogoditi, no bitno je uzeti u obzir sve negativne strane ovakve konstrukcije i minimalizirati šanse nastajanja navedenih pojava.



Slika 81. Raspodjela tlačnih vrijednosti po presjeku prednjeg krila, OpenFoam.

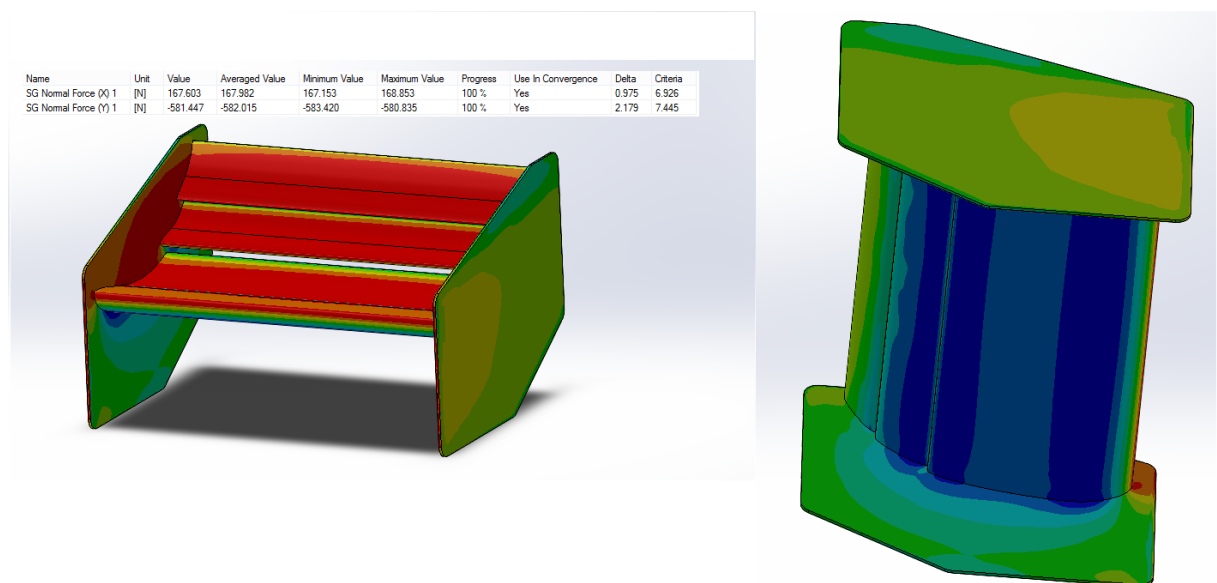
Brzine vožnje na natjecanju su varijabilne pa će i efikasnost prisutnosti aerodinamičkih komponenata biti analogna. Proces izrade prednjeg krila sveden je na minimalne troškove što zaključujemo zbog homogenosti oblika po poprečnom presjeku duž cijele duljine krila. Sveukupno, na prednjem je krilu smješten glavni aerofoil element veće dimenzije, te 2 manjih dimenzija.

#### 5.4.2. Stražnje krilo (rear wing)

Najveći izvor sila uzrokovanih tokom fluida upravo je koncentriran na stražnje krilo. Njegova je veličina jedan od razloga za takva svojstva. Prema potrebama za FS; smanjivanje takve veličine reduciralo bi efikasnost koju proizvodimo s njime; budući da je pri manjim brzinama; bitno iskoristiti moguće pozitivne strane stražnjeg krila i balansirati njegov trošak uloženi u izradu i razvoj s dobivenim performansama. Ukoliko bi se dimenzije smanjile (što bi zapravo donijelo pozitivnu stranu smanjenja otpora zraka), bilo bi efikasnije izbaciti izradu stražnjeg

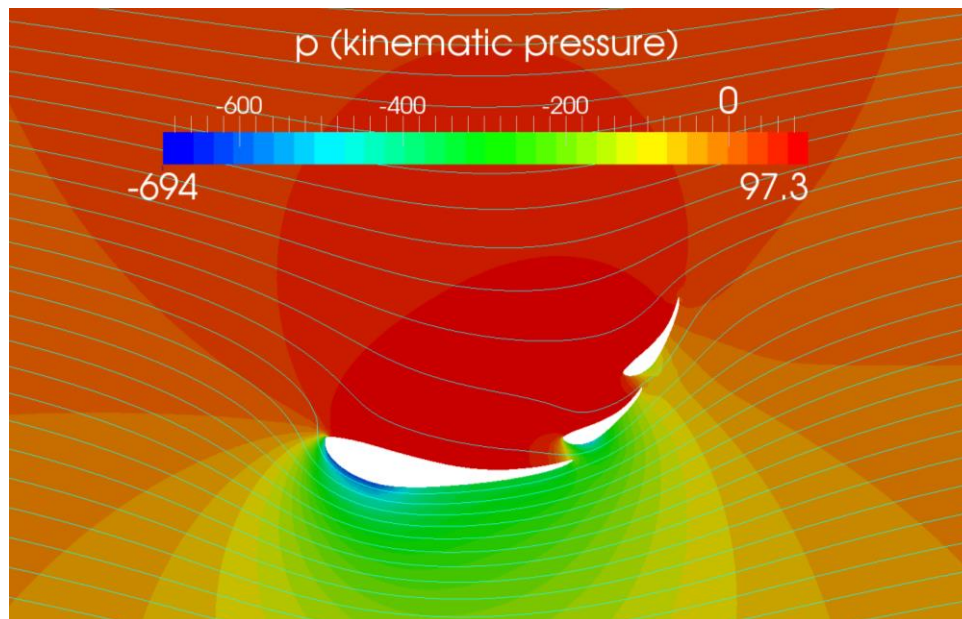
krila zbog omjera uloženog i dobivenog. Prema tome, na prvi pogled glomazno stražnje krilo pridonosi nam stabilnosti pri vožnji većim brzinama. Pozivajući se na CFD simulacije u kojima smo uspoređivali više modificiranih sklopova u kojima su bili varijabilni aerofoil oblici i kutevi nagiba (zbog balansiranja dobivenog potiska i otpora zraka), odlučili smo se na krilo koje bi se sastojalo od 3 elementa različitih debljina, kuteva nagiba, camber linija itd.

Više elemenata znači ekspanzija udaljenosti od točke udara fluida (impact point) do točke razdvajanja fluida od lica krila (separation point); čime je poboljšana putanja fluida oko komponente. Dvije ploče većih dimenzija na krajevima krila služe kako se fluid ne bi separirao prema vanjskim stranama prije dolaska do krajnjeg ruba aerofoil-a.



Slika 82. Stražnje krilo s raspodjelom razina tlakova te numeričkim rezultatima djelotvornih sila, OpenFoam.

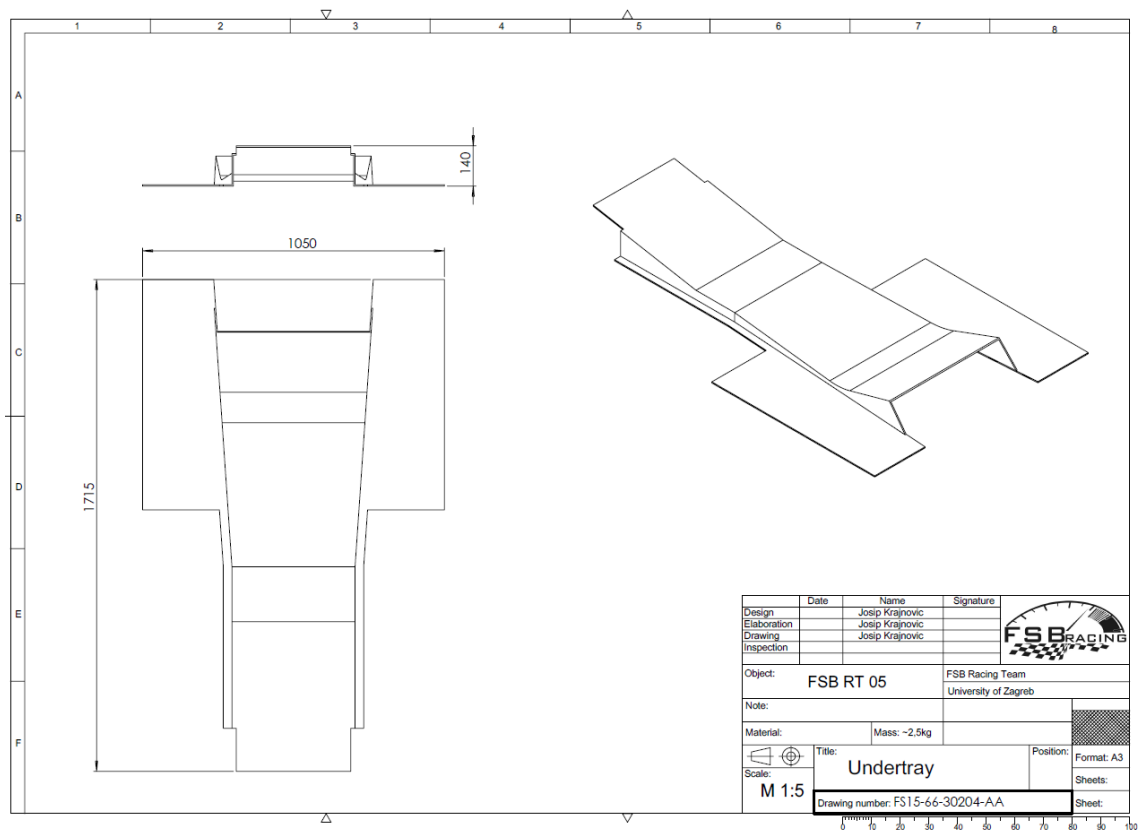




Slika 83. Raspodjela tlačnih vrijednosti po presjeku stražnjeg krila, OpenFoam.

### 5.4.3. Podnica (Undertray)

Jedna od glavnih prednosti pravilno razvijene podnice jest također kreiranje negativnog uzgona preko tzv. „ground-effect“-a. Time je bolid još više stabilniji, pogotovo pri većim brzinama. Naša je podnica maksimalno pojednostavljena bez zakrilca i difuzora na vanjskom kraju i time ne gubimo efikasnost pri brzinama za koje je predviđeno natjecanje FS. S druge strane smo u dobitku što se tiče smanjenja otpora zraka.



Slika 84. Prikaz podnice s glavnim dimenzijama, SolidWorks.

## 5.5. Numeričke vrijednosti simulacija razrađenih dijelova

Simulacije su obavljene paralelno u OpenFoam-u i SolidWorks FlowSimulation-u kako bi se usporedili rezultati putem dvaju sustava radi sigurnosti. Jedino što preostaje je opravdanje prisustva aerodinamičkog paketa pri dinamičkom dijelu natjecanja koje smo simulirali putem različitih programa.

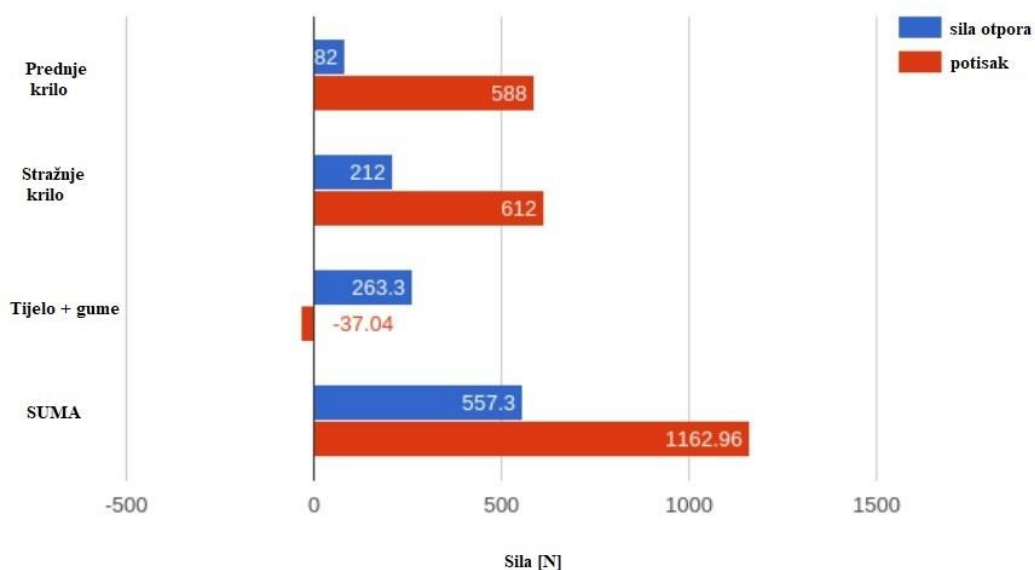
Dinamički testovi	Bodovanje	Bez aero-paketa	S aero-paketom
Ubrzanje 75m	75 bodova	4,35 s	4,48 s
Skidpad: R 9.125m	50 bodova	20,48 s	19,64 s
Autocross	150 bodova	82,16 s	77,10 s
Endurance	300 bodova	89,26 s	85,02 s
Efikasnost – endurance (Potrošnja goriva po krugu)	100 bodova	0,11 kg	0,09 kg

Slika 85. Prikaz simuliranih vremena krugova sa/bez aero-paketa.

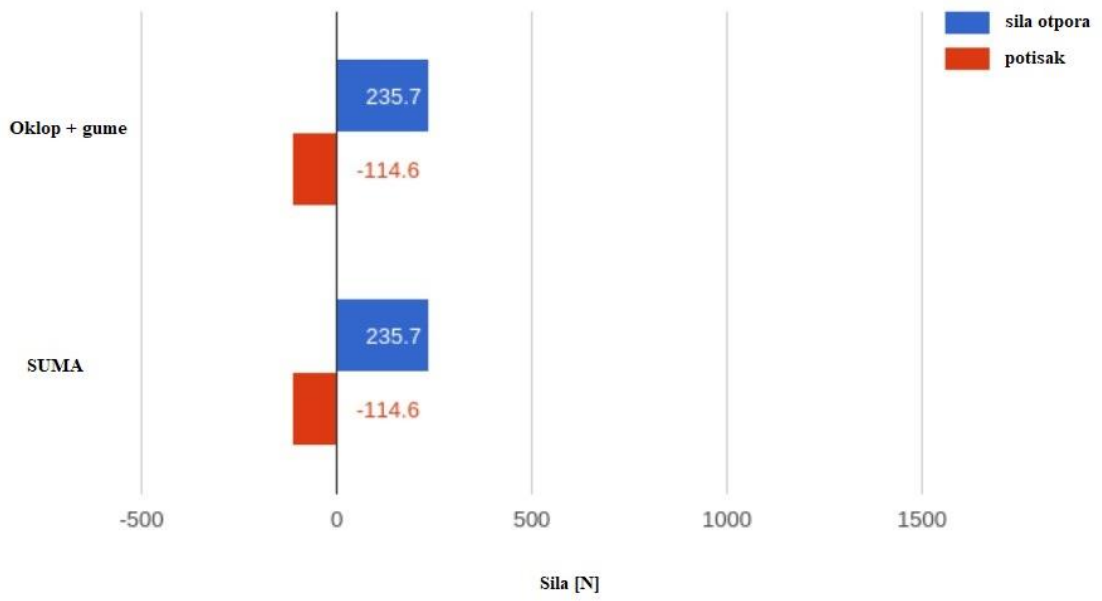
-	S krilima	Bez krila
CL	-2.6	0.26
CD	1.24	0.53
CL/CD	-2.1	0.49

Slika 86. Usporedba koeficijenta uzgona i otpora, njihovog otpora sa/bez aero-paketa.

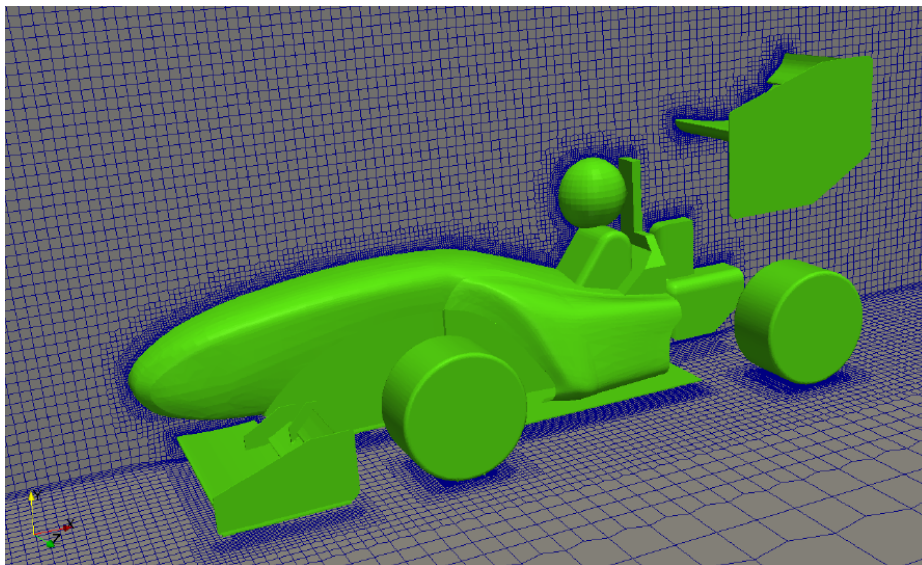
Usporedimo sada vrijednosti sila po određenim komponentama, te vrijednosti otpora pri izostanku aerodinamičkog paketa:



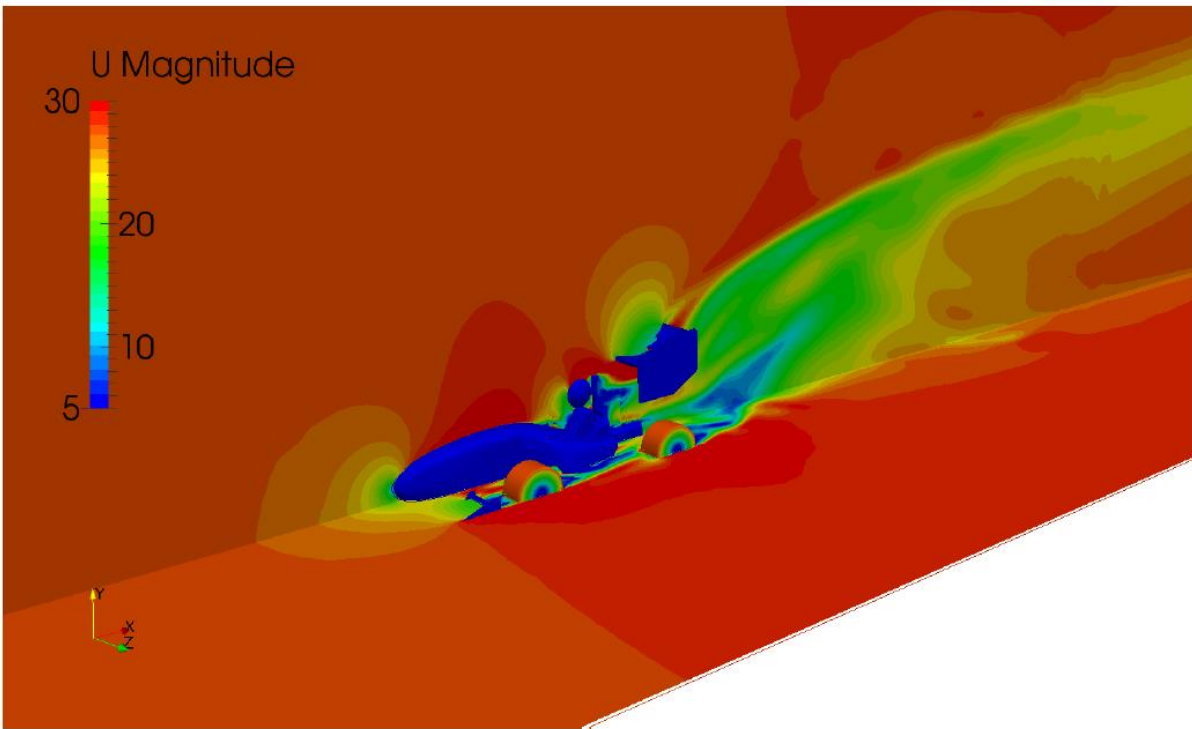
Slika 87. Bolid formule s aerodinamičkim paketom.



Slika 88. Bolid formule bez aerodinamičkog paketa.



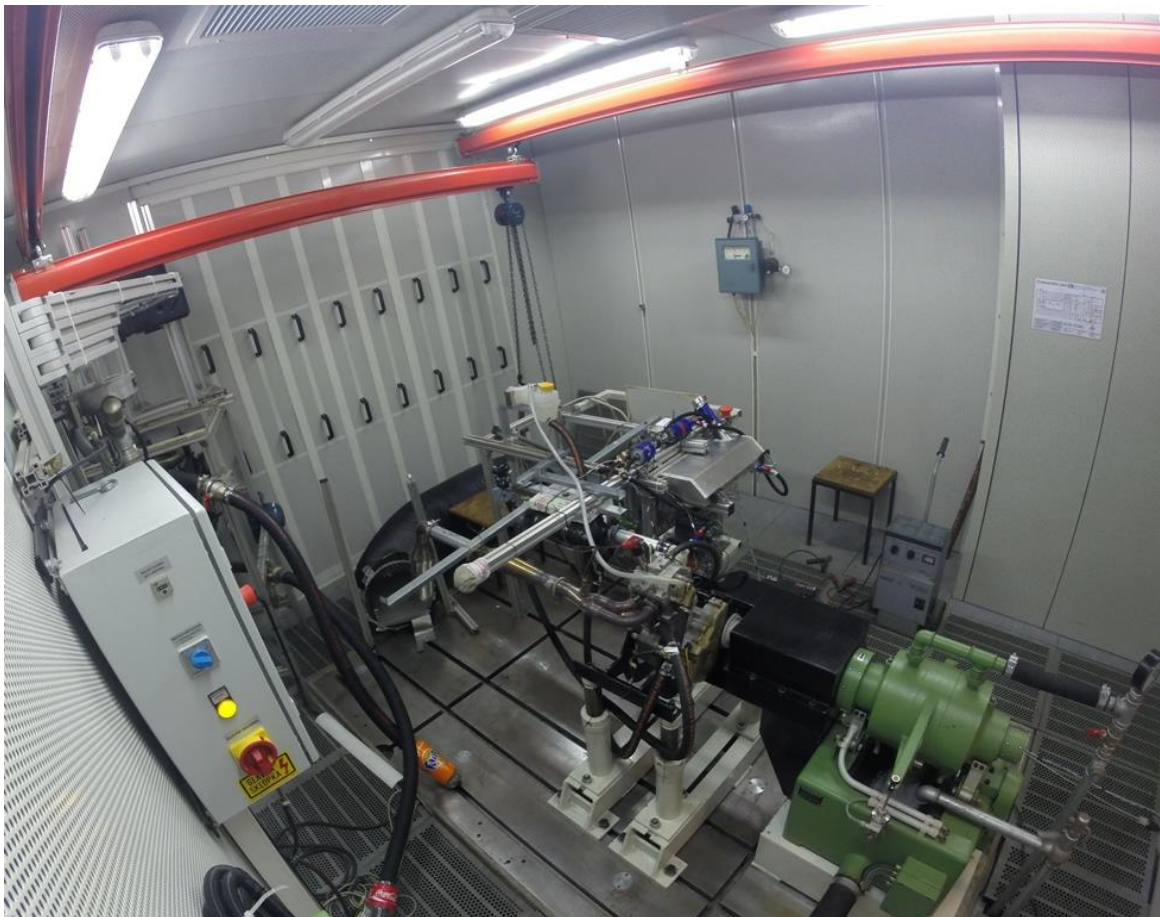
Slika 89. Pripremljen model za CFD (uključuje mrežu), OpenFoam.



Slika 90. Raspodjela brzina toka fluida pri  $0^\circ$  u 3D simulaciji (yaw angle=0), OpenFoam.

## 6. Ispitivanje motora na kočnici

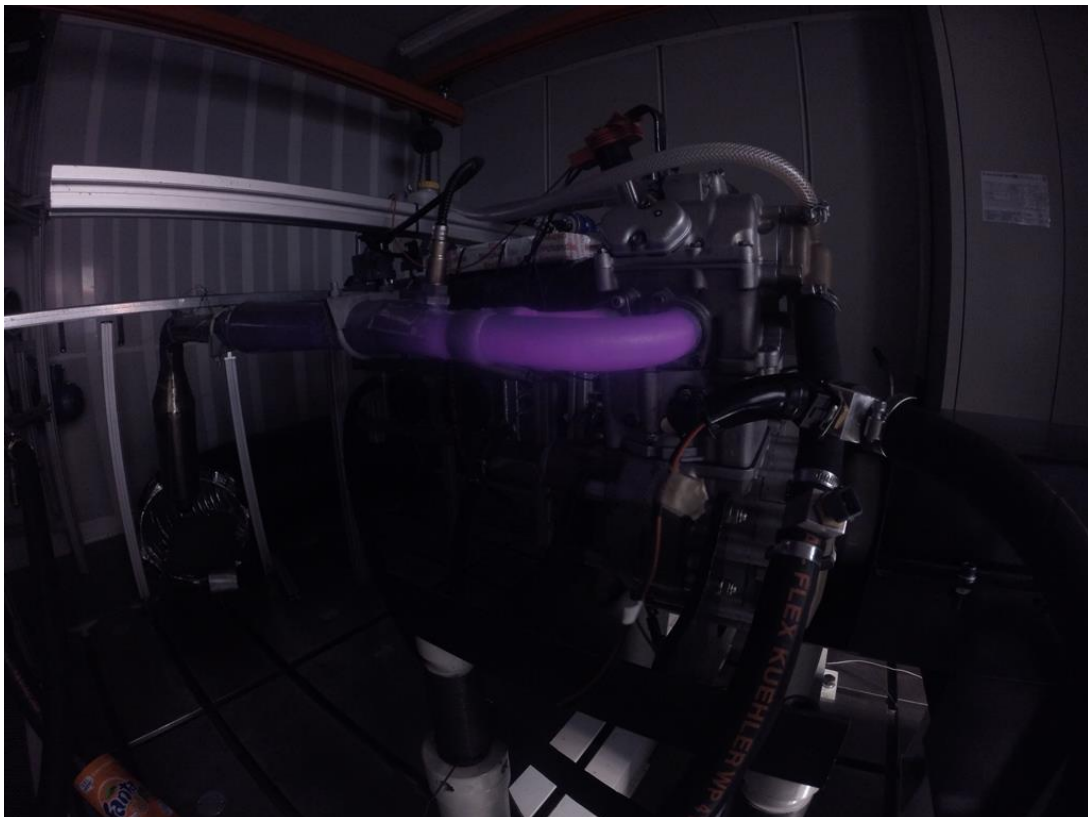
Pravilnikom natjecanja određeno je da na usisnoj cijevi mora postojati restriktor promjera 20mm, odnosno u našem slučaju od 19mm ako se za gorivo koristi E85 (mješavina etanola i benzina), te je vrlo bitno optimirati rad motora kako bi se postigla što veća snaga na onim brzinama vrtnje na kojima će se motor najčešće voziti na utrci. Iz tog razloga provedeno je ispitivanje motora Husqvarna TE610 s ciljem optimiranja snage podešavanjem duljina usisne i ispušne cijevi te podešavanjem mape ubrizgavanja goriva i kuta pretpaljenja. Volumen usisnog kolektora određen je pomoću simulacija provedenih u programskom paketu AVL Boost i nije mijenjan tijekom ispitivanja zbog veće kompliciranosti od samog mijenjanja duljine cijevi. Sva ispitivanja i mjerenja na motoru provedena su na kočnici u Laboratoriju za motore i vozila na Fakultetu strojarstva i brodogradnje.



Slika 91. Ispitni postav motora u Laboratoriju za motore i vozila.

Motor je tvornički bio opremljen rasplinjačem, ali je zbog veće fleksibilnosti i podesivosti prepravljen na elektronički sustav ubrizgavanja goriva kako bi se na cijelom području rada motora izvukla što veća snaga.

Prije početka samog ispitivanja utjecaja različitih duljina cijevi bilo je potrebno podesiti mapu ubrizgavanja goriva da bi se dobila optimalna smjesa goriva i zraka u svim područjima rada motora. Na punom opterećenju cilj je bio dobiti smjesu  $\lambda=0.85$  pri kojoj se u većini slučajeva postiže najveća snaga dok se na manjim opterećenjima ciljalo na  $\lambda=1$  kako bi se dobila nešto manja potrošnja goriva što je bitno zato što se na utrci izdržljivosti ocjenjuje ekonomičnost vozila na temelju potrošene količine goriva.. Tijekom podešavanja mape ubrizgavanja goriva, kut prepaljenja je podešen na malo kasnije (bliže GMT) zbog izbjegavanja pojava detonacije. Nakon podešavanja glavne mape ubrizgavanja na temelju koje se izračunava duljina otvorenosti brizgaljke u ovisnosti o tlaku u usisnoj grani i brzini vrtnje motora, potrebno je podesiti parametre obogaćivanja smjese tijekom hladnog starta i zagrijavanja motora do radne temperature. Jedan od važnijih parametara na koji se ne smije zaboraviti jest i obogaćivanje smjese kod naglog otvaranja zaklopke za snagu koji se određuje u odnosu na brzinu promjene kuta zaklopke i brzine vrtnje motora s dodatnom korekcijom za temperaturu.



Slika 92. Ispitivanje motora pri punom opterećenju.

Nakon podešavanja goriva podešena je mapa kuta pretpaljenja tako da se dobije što veća snaga uz najmanji kut pretpaljenja (MBT-minimum spark timing for best torque). Podešavanje se provodilo u stacionarnim uvjetima tako da se brzina vrtnje kočnice ograničila na određenu vrijednost, a opterećenje mijenjalo otvaranjem zaklopke na usisu te se kut pretpaljenja povećavao sve dok snaga nije prestala rasti. Zahvaljujući velikoj otpornosti korištenog goriva E85 prema detonantnom izgaranju bilo je moguće postići najveću snagu prije pojave detonacije. Povećavanjem kuta pretpaljenja nakon što snaga prestane rasti nepotrebno se povećava opterećenje cijelog klipnog mehanizma i postoji veća mogućnost pojave detonantnog izgaranja.

Zatim se krenulo sa ispitivanjem različitih duljina usisne i ispušne cijevi s ciljem dobivanja krivulje momenta koja će najbolje odgovarati prijenosnim omjerima mjenjača i brzini vožnje na stazi. Duljine usisa i ispuha navedene u tablici 8 nisu kompletne duljine već duljine cijevi koje su mijenjane tijekom ispitivanja. Duljina usisa se odnosi na duljinu cijevi od usisnog kolektora do koljena na glavi motora, a duljina ispuha na duljinu cijevi između prigušivača i kolektora (kod kojeg se spajaju cijevi koje vode iz ispušnih kanala).

Tablica 8. Duljine usisnih i ispušnih cijevi korištenih pri ispitivanju.

	Duljina usisne cijevi[mm]	Duljina ispušne cijevi[mm]	Napomena
<b>Varijanta 1</b>	100	400	
<b>Varijanta 2</b>	200	400	
<b>Varijanta 3</b>	0	400	
<b>Varijanta 4</b>	0	50	
<b>Varijanta 5</b>	0	400	lijevak na ispuhu
<b>Varijanta 6</b>	200	400	lijevak na ispuhu
<b>Varijanta 7</b>	50	400	
<b>Varijanta 8</b>	0	400	

Ispitano je sedam različitih varijanti s tim da je varijanta 3 koja nam najbolje odgovara ispitana dva puta. Svaka varijanta ispitivana je na pet različitih brzina vrtnje, po tri puta u svakoj točki, te je na kraju izračunata srednja vrijednost snage i momenta. Motor je na kočnicu bio spojen preko mjenjača tako da je moment dobiven na kočnici bilo potrebno podijeliti s ukupnim

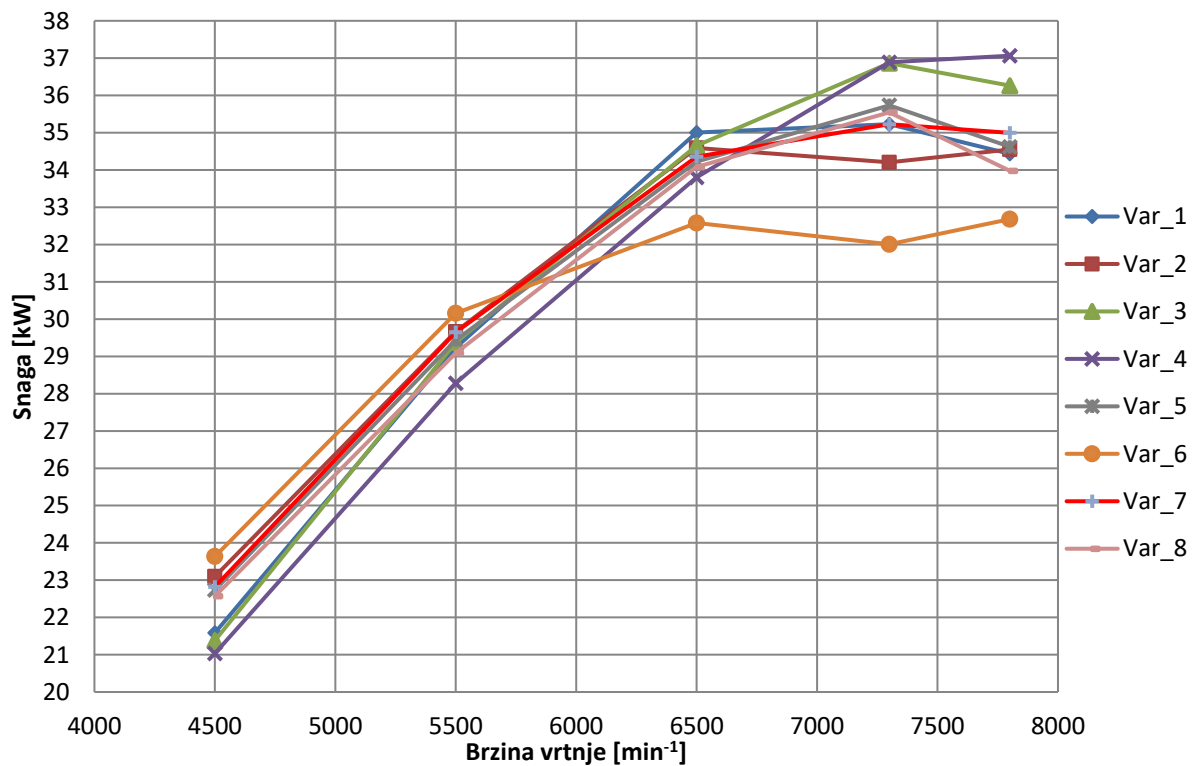


prijenosnim omjerom da bi se dobio moment na motoru. Sva mjerenja provedena su u četvrtom stupnju prijenosa. U tablici 9 prikazana je podloga koja je korištena kod ispitivanja motora.

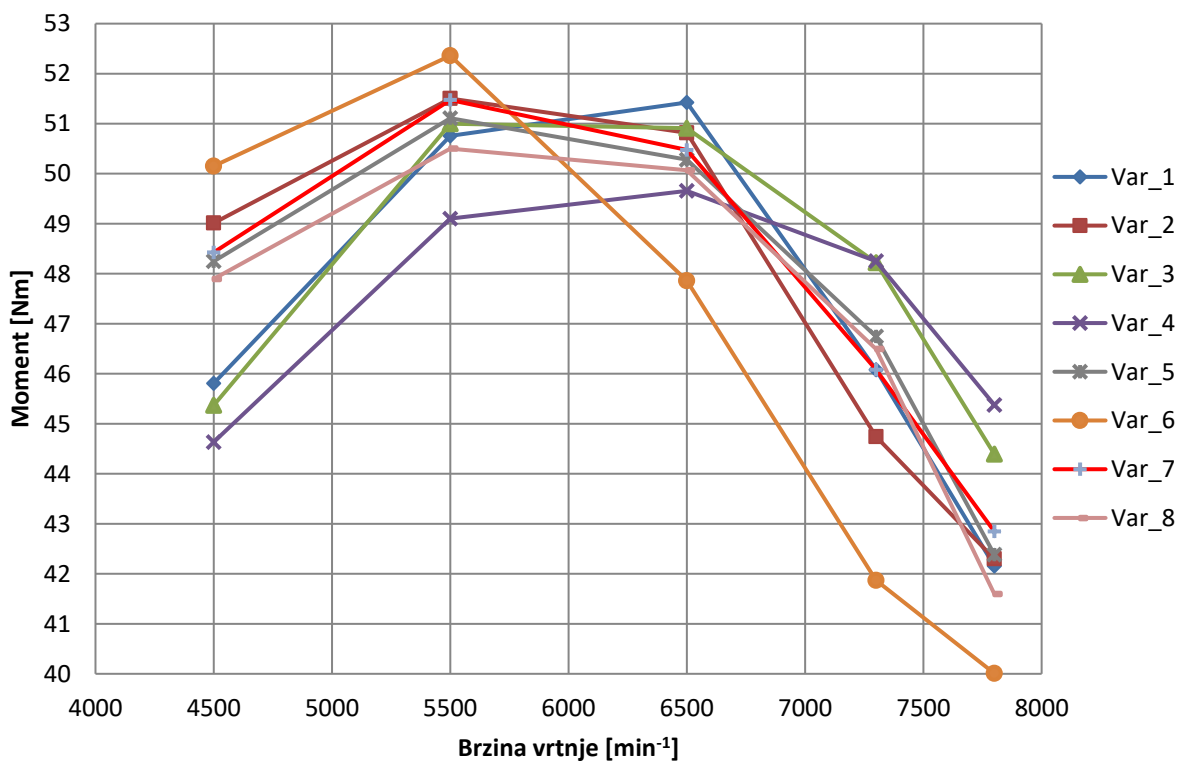
Tablica 9. Primjer podloge korištene kod ispitivanja pojedinih varijanti.

Brzina vrtnje [min <sup>-1</sup> ]	Radna točka	Rb.	Snaga[kW]	Moment[Nm]	P <sub>sr</sub> [kW]	M <sub>sr</sub> [Nm]
4500	106	1.	22.78	48.34	22.57	47.90
	107	2.	22.54	47.83		
	108	3.	22.39	47.51		
5500	109	1.	29.05	50.44	29.09	50.50
	110	2.	29.2	50.70		
	111	3.	29.01	50.37		
6500	112	1.	34.2	50.24	34.08	50.07
	113	2.	34.06	50.04		
	114	3.	33.98	49.92		
7300	115	1.	35.57	46.53	35.54	46.50
	116	2.	35.54	46.49		
	117	3.	35.52	46.46		
7800	118	1.	34.21	41.88	33.98	41.60
	119	2.	33.91	41.51		
	120	3.	33.81	41.39		

Dijagrami na slikama 93. i 94. prikazuju izmjerenu snagu i moment motora za različite duljine usisnih i ispušnih cijevi. Duljine za pojedinu varijantu definirane su u tablici 8.

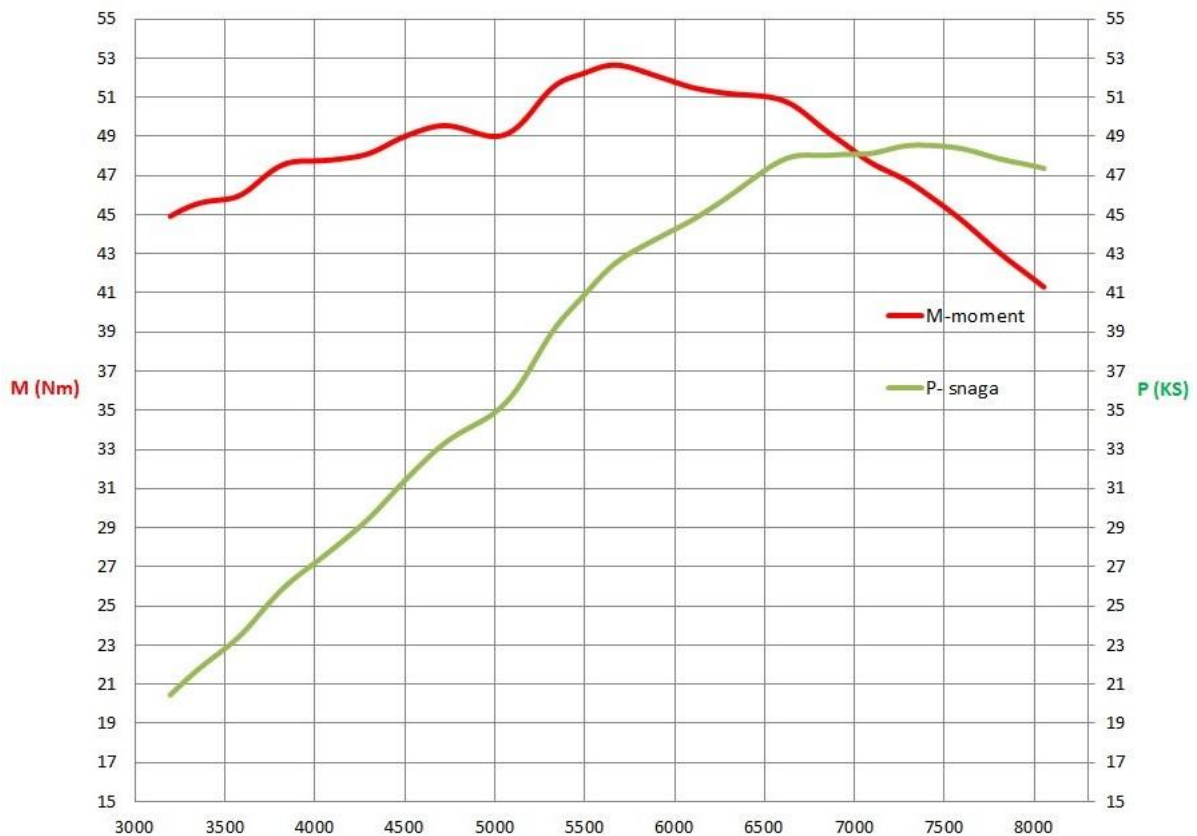


Slika 93. Dijagram snage motora.



Slika 94. Dijagram momenta motora.

Iz dobivenih rezultata može se zaključiti da smanjivanjem duljina ispušnih i usisnih cijevi raste moment pri nižim brzinama vrtnje, a opada pri višim brzinama dok povećavanjem duljina vrijedi obratno. Kao konačno rješenje odabrane su duljine prikazane pod varijantom 3 koje su dale najbolju krivulju momenta iznad  $5500 \text{ min}^{-1}$ . Razlog takvog odabira je što se na utrci najveći dio vremena vozi pri brzinama vrtnje većim od  $5000 \text{ min}^{-1}$  pa povećanje momenta na nižim brzinama vrtnje nema nekog značaja. Na slici 5 prikazani su moment i snaga dobiveni kočenjem motora kontinuirano od  $3000 \text{ min}^{-1}$  do  $8000 \text{ min}^{-1}$ .



Slika 95. Konačni dijagram snage i momenta.

## 7. Elektronički sustavi bolida Strix

### 7.1. Zahtjevi

Početni zahtjev u razvoju bilo kojeg dijela vozila je bio komfor vozača i lagano upravljanje vozilom, što je bitno utjecalo na razvoj komponenata koje vozač koristi unutar vozila, za vrijeme vožnje.

Za razvoj upravljačke ploče, taj zahtjev je značio da vozač u bilo kojem trenutku mora moći vidjeti informacije o broju okretaja motora i o stupnju prijenosa mjenjača, bez odvlačenja pažnje vozača od same vožnje vozila. Nakon brojnih razmatranja, zaključak je da su najbolji izbor korištenje LE dioda i displeja, u području prednjeg okvira šasije, što je moguće bliže vrhu okvira, kako bi potrebne informacije stalno bile u vidnom području vozača.

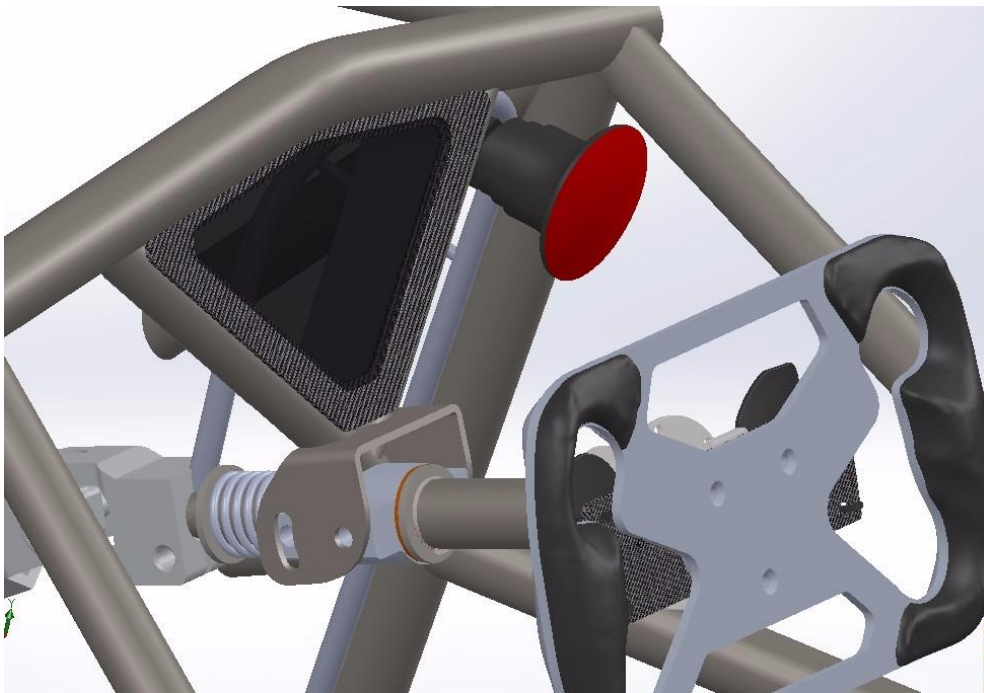
Jedna od stavki o kojoj je valjalo voditi računa od početka jesu i pedale za promjenu stupnja prijenosa mjenjača, što osim razvoja tehničkog dijela zahtijeva i razvoj ergonomskog dijela, kako vozač ne bi morao pomicati ruke pri promjeni brzina, što bi moglo izazvati nepovoljan položaj ruku tijekom vožnje. Promjena brzina mora ići logičnim slijedom, što kod vozila Formule Student najčešće nije slučaj, jer ta vozila koriste motore, odnosno mjenjače, proizvedene za motocikle koji imaju specifičan dizajn u odnosu na automobile. U našem slučaju to je značilo da kada vozač želi prebaciti stupanj prijenosa iz neutralnog položaja u prvi stupanj prijenosa, mora pritisnuti pedalu koja je inače namijenjena za promjenu iz višeg stupnja u niži. Taj način je očito nelogičan i ugrožava jedan od spomenutih zahtijeva – komfor vozača.

Također, jedan od zahtijeva je i niska cijena sustava, pa je tako za upravljačku jedinicu motora izabrana VEMS (engl. *Versatile engine management system*), koja za svoju cijenu pruža najviše mogućnosti.

Ožičenje i povezivanje svih sustava je moralo biti sigurno, lagano i pouzdano.

## 7.2. Upravljačka ploča

Osnovni zahtjevi postavljeni pred razvoj upravljačke ploče bili su mogućnost prikaza trenutnog broja okretaja motora i trenutnog stupnja prijenosa, kao osnovnih informacija neophodnih vozaču, te implementacija elektroničkog dijela sustava za promjenu stupnja prijenosa. Glavni zahtjev na dimenzije ploče predstavljao je smještaj u prostor između stupa upravljača i poprečne cijevi šasije automobila, oblika dijamanta, vanjskih dimenzija 220 x 90 mm. Kako bi se osigurala kompatibilnost, prema 3D modelu šasije automobila u programskom paketu Solidworks izrađen je i 3D model kućišta, te u dogovoru s vozačem izveden i prigodan raspored tipki za interakciju s upravljačkom pločom. Prema gotovom 3D modelu kućišta i rasporedu tipki definirane su točne dimenzije tiskane pločice na kojoj će biti implementirane funkcije upravljačke ploče. Vanjske dimenzije tiskane pločice iznose 143 x 84 mm.



Slika 96. Smještaj upravljačke ploče unutar okvira definiranog šasijom.



Slika 97. 3D model upravljačke ploče dizajniran u programskom paketu *Solidworks*.

### 7.2.1. Implementacija

Kao optoelektričke komponente za prikaz broja okretanja motora i trenutnog stupnja prijenosa odabrane su samostalne LE diode i LED 7-segmentni ekran, koje omogućavaju postizanje minimalne potrošnje uz najveći intenzitet svjetlosti, a time i najbolju vidljivost za vozača. Kako bi se proširile mogućnosti prikaza upravljačke ploče odlučeno je na ugradnju dodatnog 4-znamenkastog 7-segmentnog LED ekrana. Prikaz pomoću navedenih komponenata, baziranih na LE diodama omogućen je korištenjem jednog jedinog integriranog kruga, koji upravljanje izvodi multipleksirano, te niti u jednom trenutku ne svijetli više od 8 LE dioda istovremeno, što osigurava minimalnu potrošnju. Kako se multipleksiranje izvodi nekoliko tisuća puta u sekundi, promatrač ima dojam da sve LE diode konstantno svijetle. On također omogućuje programsko i fizičko namještanje intenziteta svjetlosti.

Kako se kao upravljačka jedinica motora koristi VEMS (eng. Versatile Engine Management System), koja omogućuje izvoz podataka o motoru poput trenutnog broja okretaja, temperature, tlaka zraka u usisnoj grani i sl. koristeći serijsku komunikaciju putem standarda RS-232, u upravljačku ploču je ugrađeno odgovarajuće sklopovlje koje omogućava korištenje navedenog standarda i komunikaciju između centralne jedinice ploče i VEMS-a.

Tako se podaci poput broja okretaja i temperature motora mogu jednostavno dohvatiti, bez potrebe za ugradnjom dodatnih senzora ili izvođenjem dodatnog ožičenja na samom

automobilu. Također su osigurani dodatni priključci prema VEMS-u koji omogućavaju očitavanje broja okretaja motora i dojavu greške na samoj jedinici u slučaju zatajenja serijske komunikacije.

Jedan od početnih zahtjeva prilikom razvoja upravljačke ploče bila je i implementacija elektroničkog dijela sustava za promjenu stupnja prijenosa. Kako je navedeni sustav pneumatskog tipa, upravljan električnim ventilima nazivnog napona 24 V, postojala je potreba za dizajniranjem prikladnog 24 V napajanja i elektroničkih sklopki koje upravljaju tim ventilima unutar same upravljačke ploče. Također je predviđeno spajanje tipki smještenih na upravljaču, a koje služe za promjenu trenutnog stupnja prijenosa. Prilikom promjene stupnja prijenosa, motor, a samim time i mjenjač automobila, je potrebno rasteretiti, što se postiže generiranjem odgovarajućeg signala na posebnom ulazu VEMS-a. Kako bi se to odvijalo automatski, bez dodatne intervencije vozača, pritiskom na tipku za promjenu stupnja upravljačka ploča automatski generira signal prema VEMS-u i upravlja potrebnim ventilima pneumatike. Kako bi se postigla sigurnost i robusnost sustava promjene stupnja prijenosa, na sami mjenjač je fizički implementiran senzor koji signalizira u kojem se stanju mjenjač trenutno nalazi, putem vlastitog komunikacijskog kanala to dojavljuje upravljačkoj ploči koja tu informaciju prikazuje vozaču.

Kako je cijeli algoritam povećavanja stupnja prijenosa izveden digitalno i kontroliran samom upravljačkom pločom, omogućena je programska realizacija poluautomatskog mjenjača, koji bi samostalno u odgovarajućim trenutcima povećavao stupanj prijenosa, čime bi se značajno skratila vremena ubrzanja automobila.

Na upravljačkoj ploči je implementiran i sustav upravljanja stop-svjetlom, koji pomoću odgovarajućeg senzora na papučici kočnice detektira pritisak, te pali stop-svjetlo.

Na kućištu upravljačke ploče nalaze se 2 tipke i 2 preklopke. Tipke se koriste za paljenje motora i promjenu trenutnog moda prikaza upravljačke ploče, dok se sklopkama uključuje glavni kontakt prema VEMS-u i omogućava paljenje i gašenje sustava kontrole starta automobila. U pravilniku natjecanja navedeno je da vozač mora moći u bilo kojem trenutku samostalno pokrenuti motor bez vanjske pomoći pa tipka za paljenje motora mora biti lako dostupna. Sustav kontrole starta automobila omogućuje kretanje iz mirujućeg stanja uz maksimalno ubrzanje, sprječavanje proklizavanja kotača i izbjegavanje mehaničkih oštećenja motora uslijed prevelikog broja okretaja u neopterećenom stanju.

Kao centralna upravljačka jedinica upravljačke ploče koristi se *Arduino Nano*, koji osim modularnosti dizajna omogućuje i jednostavnu implementaciju potrebne programske podrške, te samim time skraćuje vrijeme razvoja i dorada na istome.

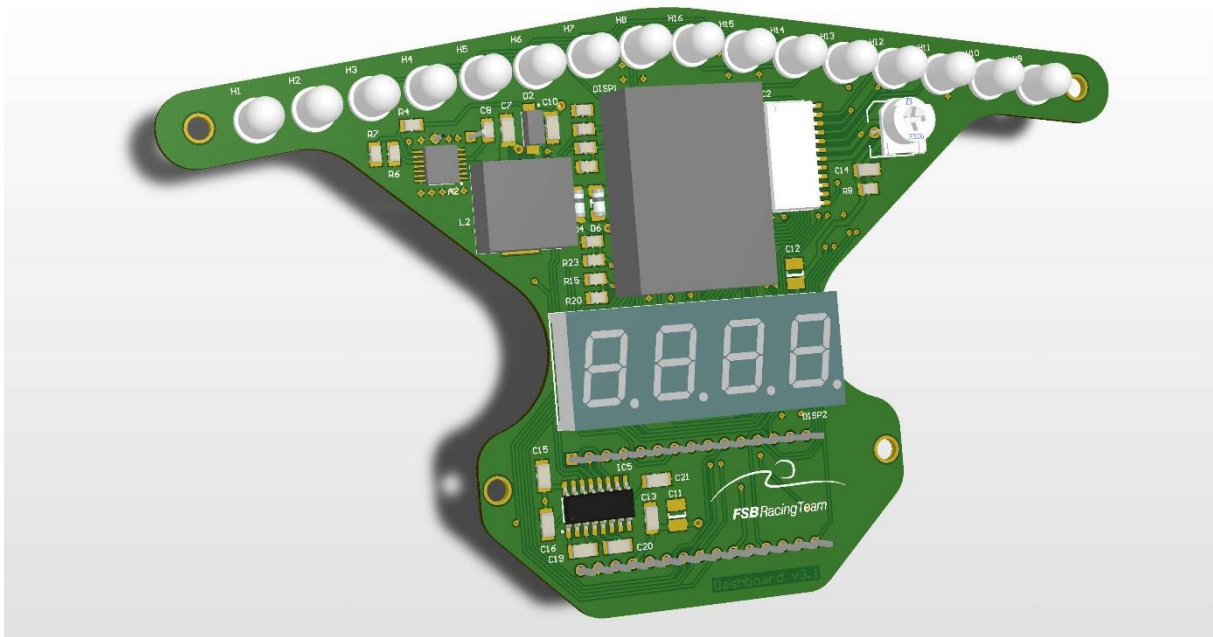
Svi ulazni priključci upravljačke ploče sadrže prikladnu zaštitu od prenapona i vanjskih smetnji. Sustav za mjerenje broja okretaja motora sadrži posebno dizajnirani filterski sklop koji osigurava robusnost i otklanja neželjena pogrešna očitavanja uslijed djelovanja vanjskih smetnji. Tipke, sklopke i senzori priključeni na samu tiskanu pločicu upravljačke ploče nisu spojeni izravno na njezinu centralnu jedinicu, već s posredstvom fizičkih komponenata za ostvarivanje funkcije „debounce“ i zaštitu od statičkog elektriciteta. Funkcija „debounce“ sprječava pogrešno očitavanje stanja fizičkih kontakata smještenih unutar sklopki i senzora uslijed mehaničkih titranja i svojim djelovanjem podiže robusnost sustava očitavanja navedenih komponenata.

Kućiče je dizajnirano i zamišljeno za izradu od karbonskih vlakana, a kao prednja ploča ispod koje se nalaze opto-električke komponente koristit će se prozirno zatamnjeno akrilno staklo (pleksiglas).

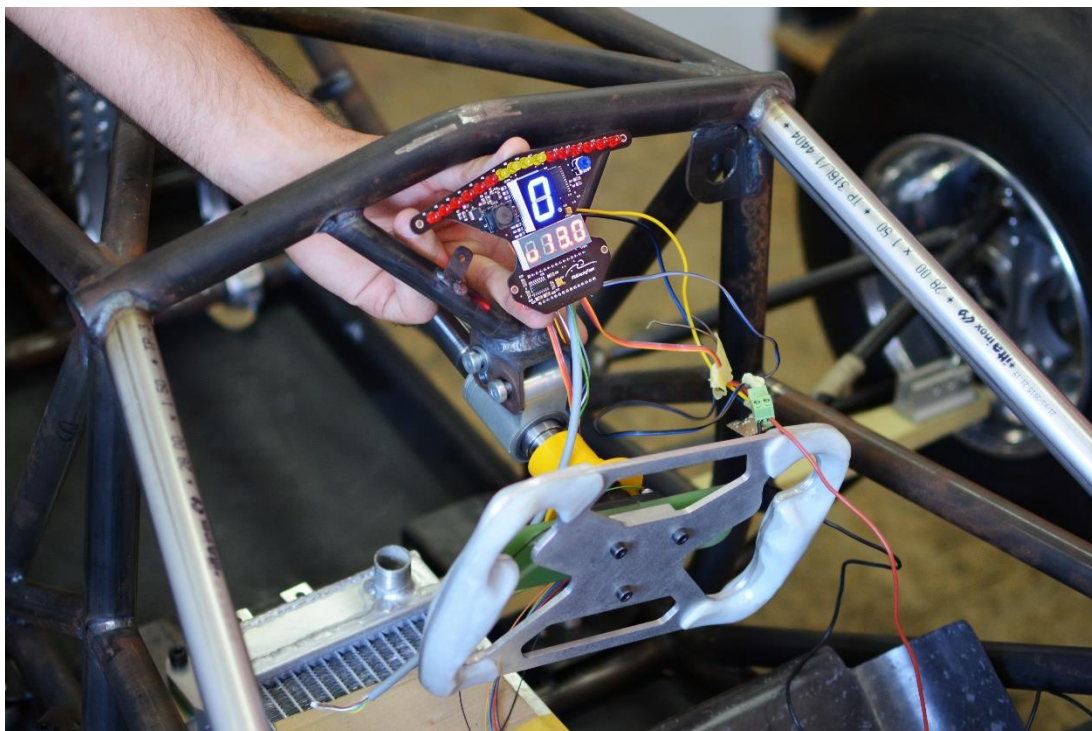
Završetkom dizajniranja i implementacije dobivene su sljedeće specifikacije upravljačke ploče automobila:

- Napajanje 12 V iz standardnog električkog sustava automobila
- Implementirano 5 V napajanje sklopovlja upravljačke ploče i 24 V napajanje električnih ventila pneumatike mjenjača
- Implementiran električki sustav za promjenu stupnja prijenosa
- Ugrađeno upravljanje stop-svjetlom
- Grafički i brojevni prikaz trenutnog broja okretaja motora pomoću LE dioda i 4-znamenkastog 7-segmentnog LED ekrana
- Prikaz trenutnog stupnja prijenosa
- Prikaz temperature motora
- Prikaz napona glavne baterije automobila
- Signalizacija greške u radu VEMS upravljačke jedinice motora
- Mogućnost korištenja sustava kontrole starta automobila
- Implementiran sustav za serijsku komunikaciju sa VEMS jedinicom





Slika 98. 3D model tiskane pločice izrađen korištenjem programskog paketa Altium Designer[14].



Slika 99. Izrađena i sastavljena tiskana pločica upravljačke ploče.

### **7.3. Istosmjerni kapacitivni sustav paljenja – CDI**

#### **7.3.1. Cilj**

Istosmjerni kapacitivni sustav paljenja (engl. *Capacitive Discharge Ignition* – CDI) služi za generiranje visokog napona potrebnog za zapaljenje smjese unutar motora. U ovom slučaju koristi se sekvencijalni CDI napajan pomoću akumulatora automobila. Ovakav sustav ima jednak napon i energiju iskre na visokom i niskom broju okretaja. Prednosti sekvencijalnog CDI uređaja u odnosu na waste spark CDI jest u tome što omogućava veću energiju iskre budući da nema nepotrebnog pražnjenja kondenzatora da bi se generirala iskra (*waste spark*). Prednosti CDI uređaja u odnosu na konvencionalne sustave paljenja su: nema mehaničkih dijelova, nema održavanja, visok sekundarni napon i pri visokim brojevima okretaja kao i neosjetljivost na zaprljane svjećice.

#### **7.3.2. Dizajn**

Dizajn sklopa prilagođen je za motor Husqvarna 610TE koji posjeduje jedan cilindar. Dizajn CDI uređaja modularan je te se može lako prilagoditi i za motore s više ili manje cilindara. Uređaj se napaja putem baterije kojoj napon mora biti između 12 V do 14,4 V. Kao indikator uključenosti CDI uređaja koristi se crvena LE dioda. CDI uređaj sastoji se od tri glavna dijela: DC-DC konverter, upravljači za tranzistore i kondenzatora te mikrokontrolera. DC konverter povećava napon s 12 V na 350 V. Ovako visok napon potreban je za odgovarajuću energiju iskre. Izlaz konvertera povezan je na kondenzatore čijim izbijanjem upravljaju tranzistori.

Mikrokontroler služi za komunikaciju s centralnom upravljačkom jedinicom (VEMS). Kada VEMS pošalje signal za zapaljenje smjese mikrokontroler CDI uređaja pali odgovarajuće tranzistore te se time pokreće proces pražnjenja kondenzatora u primarni namot bobine. Bobina u sebi sadržava primarni i sekundarni namot u omjeru od oko 1:100 čime se postiže povećanje napona izlaza CDI-ja za 100 puta. U konačnici napon na izlazu bobine može poprimiti vrijednost od 35 kV. Ovako visok napon potreban je za generiranje iskre na svjećici čija je zadaća zapaliti smjesu unutar motora.

#### **7.3.3. Implementacija**

DC/DC konverter implementiran je pomoću SG3525A pulsno širinskog modulatora (engl. Pulse Width Modulator – PWM). Odabrana je frekvencija modulacije od 50 kHz prema kojoj su proračunati parametri visokofrekvencijskog transformatora. Primarni broj zavoja

transformatora iznosi 6 , a broj sekundarnih zavoja 211. Primarni namot namotan je bakrenom žicom malog presjeka kako bi se utjecaj skin efekta koji se opaža na radnoj frekvenciji sklopa minimizirao. Posebna pažnja posvećena je stabilnosti i pouzdanosti sklopa tako da su dodane Zener i TVS (engl. *Transient Voltage Suppressor*) diode kao zaštita od prenapona za MOSFET tranzistore.

Upravljanje izlaznim tranzistorima vrši se pomoću IR2113S tranzistorima. Oni služe za kontrolu punjenja i izbijanja kondenzatora. Uklapanjem i isklapanjem tranzistora upravlja 8 bitni mikrokontroler *Attiny 2313* tvrtke *Atmel*. Ovaj mikrokontroler odabran je zbog malih dimenzija i cijene. Na njegovim ulazima dodani su pasivni RC filteri za zaštitu od električkih smetnji koje se mogu pojaviti između centralne upravljačke jedinice i CDI uređaja. Spomenute smetnje mogu uzrokovati greške u komunikaciji. Za napajanje mikrokontrolera odabran je *LM7805CV* linearni naponski regulator koji na svojem izlazu daje stabilnih 5V. Linearni naponski regulator odabran je zbog lake implementacije, manjih troškova kao i stabilnijeg napona u odnosu na prekidačke (engl. *switch mode*) regulatore.

#### **7.4. Centralna upravljačka jedinica – VEMS**

Za upravljačku jedinicu motora na bolidu FSB RT05-Strix smo odabrali VEMS (*Versatile Engine Management System*). VEMS nam omogućava kontrolu svih parametara koje je moguće korigirati tako da se postigne najveća moguća snaga motora.

Bazira se na integriranom krugu *Atmel Atmega 128*. VEMS se može povezivati žičano putem RS-232 protokola ili bežično putem Bluetooth protokola. Uređaj se nalazi u aluminijskom kućištu dimenzija 18cm×12cm×3cm te se na njemu nalaze dva konektora (EC36, EC18) pomoću kojih se spajaju senzori odnosno izlazi, konektor za komunikaciju s računalom te otvor za senzor tlaka zraka koji se nalazi unutar kućišta. Upravljačka jedinica je razvijena tako da podržava sve standardne senzore koji se koriste na većini cestovnih vozila.



Slika 100. Centralna upravljačka jedinica – VEMS[15].

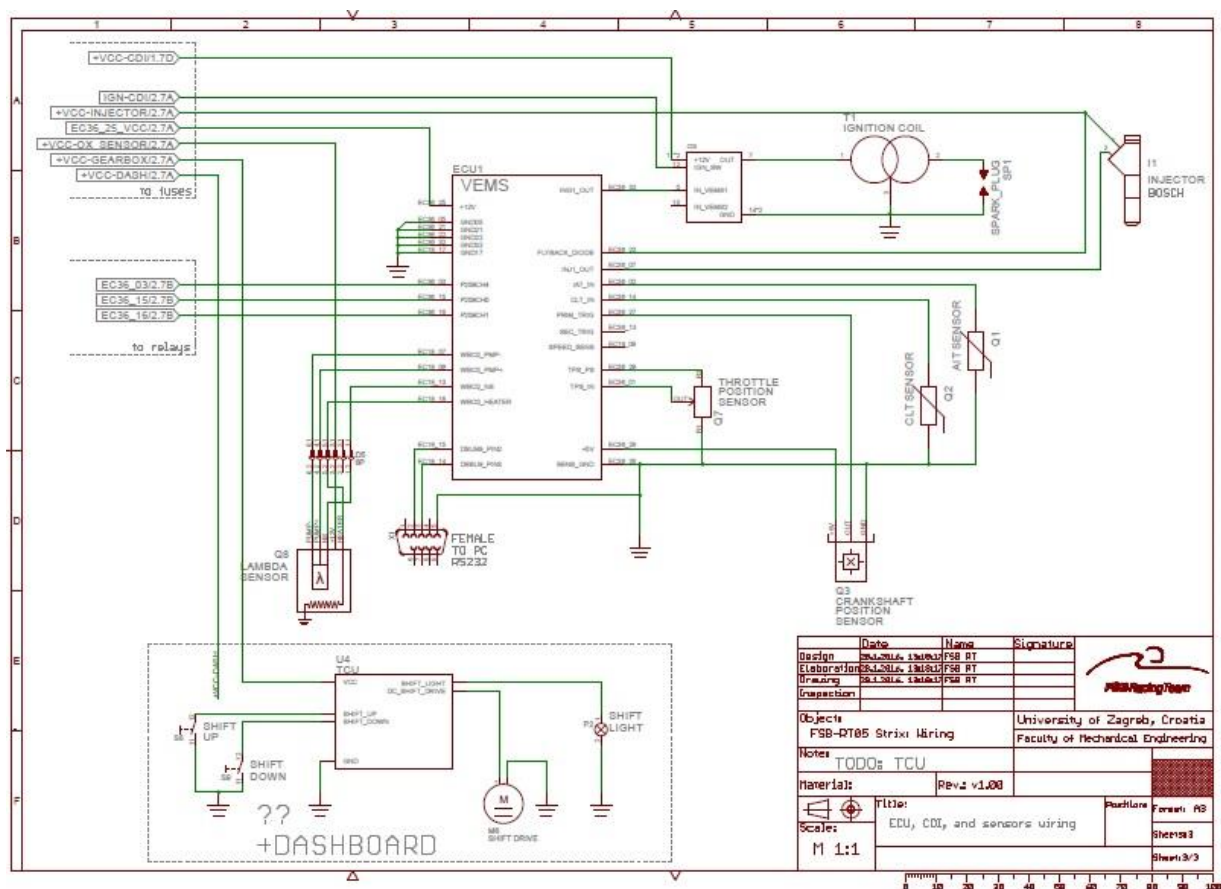
Senzori koje smo spajali na našu upravljačku jedinicu su :

- senzor zakreta koljenastog vratila,
- položaj zaklopke za usis zraka, temperatura zraka na usisu
- tlak zraka na usisu,
- temperatura rashladne tekućine
- lambda senzor.

Ovisno o vrijednostima navedenih senzora, VEMS kontrolira izlaze :

- brizgaljku za ubrizgavanje goriva
- CDI
- pumpu rashladne tekućine,
- pumpu goriva
- rashladne ventilatore.

Upravljačka jedinica se može postaviti za više vrsta standardnih senzora zakreta koljenastog vratila, te je tako moguće prilagoditi postavke motora kojeg imamo na raspolaganju.



Slika 101. Shema povezivanja elektroničkih podsustava bolida Strix.



Slika 102. Prikaz sučelja aplikacije *VEMS Tune* unutar kojeg se mogu mijenjati parametri mape motora.

## **7.5. Sustav elektroničkog mijenjanja brzina**

### **7.5.1. Uvod**

Sustav mijenjanja brzina jedan je od kritičnih sustava za ispravan rad bolida. To je sustav koji je zadužen promijeniti brzinu u što kraćem roku kada vozač pritisne tipkalo na upravljaču.

U našem slučaju Husqvarninog motora, mjenjačka kutija je sekvencijalnog oblika, kao na svim motociklima. To znači da je polugicu koja je povezana na vratilo za promjenu stupnja prijenosa potrebno zakretati u jednom smjeru za promjenu stupnja prijenosa u viši stupanj prijenosa, ili u drugom smjeru za promjenu u niži stupanj. Za vraćanje polugice u središnji položaj brine se opruga unutar mjenjačke kutije.

Obavezan zahtjev koji smo zadali je postojanje povratne veze stupnja prijenosa. Ovim putem drastično se povećava pouzdanost sustava, odnosno izbjegava se mogućnost utjecaja smetnji na rad sustava.

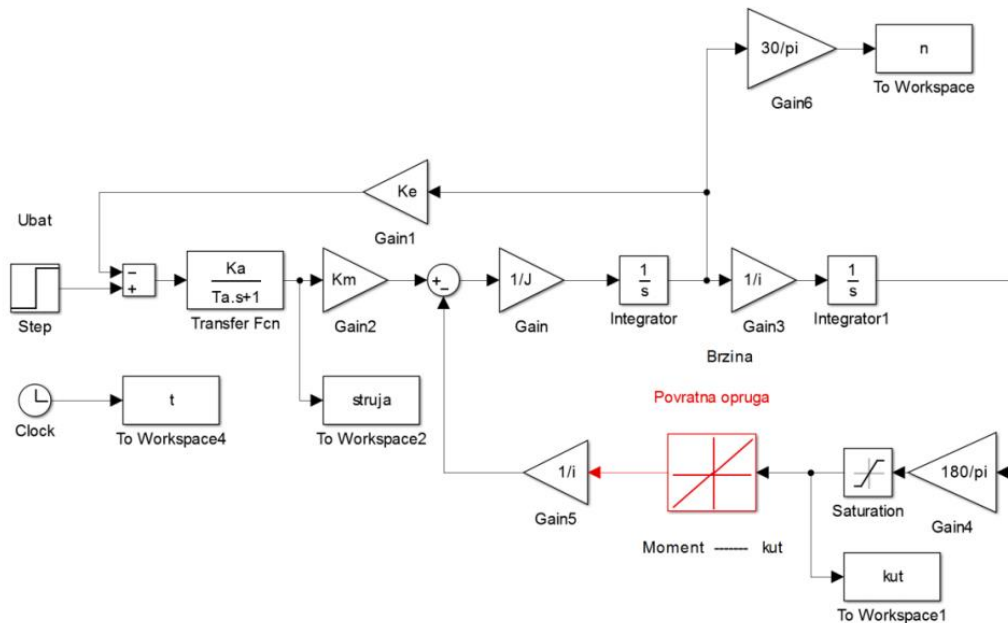
### **7.5.2. Mjerenje**

Prvi zadatak za sintezu modela sustava, bilo je izmjeriti moment koji je potrebno primijeniti na vratilo za promjenu stupnja prijenosa kako bi došlo do promjene stupnja prijenosa. Ovo mjerenje izvršeno je dinamometrom te polugicom poznatog kraka ( $M = F \cdot x$ ). Maksimalni izmjereni moment je 5,25 Nm, te se ta vrijednost smatrala ulazom u daljnji sustav sinteze sustava.

### **7.5.3. Izbor aktuatora**

Za sam izbor aktuatora predložene su dvije opcije, električni ili pneumatski aktuator. Za svaki je bilo potrebno izraditi simulacijski model koji opisuje ponašanje sustava.

Za električni aktuator, simulacijski model izgleda ovako:



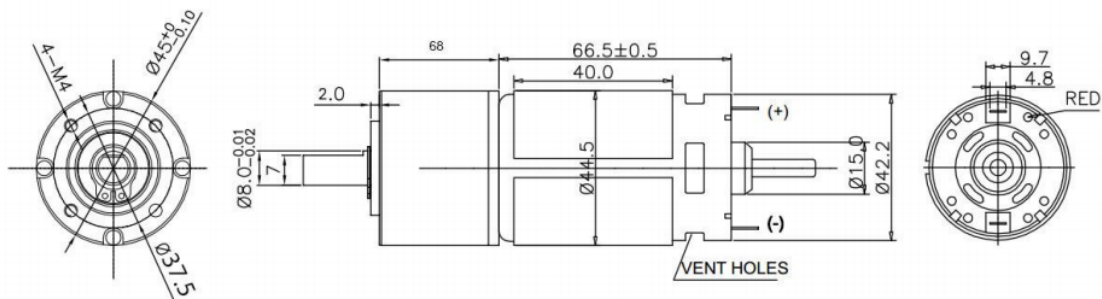
Slika 103. Simulacijski model za električni akuator.

Za električnu verziju sustava razmatran je sljedeći akuator s sljedećim karakteristikama:

Lynxmotion PGM45-2641

- Gear Ratio: 264:1
- Gears: Metal
- Speed (No load): 10rpm
- Current (No load): 0,28A
- Speed (Max efficiency): 10rpm
- Current (Max efficiency): 1,67A
- Torque (Max efficiency): 55905 g-cm / 776.37 oz-in
- Max efficiency output: 4,91W
- Efficiency (Max Overall): 24,5%
- Current (Stall): 10A
- Torque (Stall): 60000 g-cm / 1249,86 oz-in





Slika 104. Lynxmotion PGM45-2641.

Parametri koji određuju ponašanje motora su: Otpor armature, Induktivitet namotaja, konstanta momenta, naponska konstanta, inercija te prijenosni omjer ako postoji prijenosnik povezan na motor.

Za većinu manjih istosmjernih motora, otpor, induktivitet su slični, a konstante momenta i napona se lako računaju. Za inerciju motora potrebno je provesti račun na sljedeći način. Recimo da inerciju motora računamo kao da se okreće valjak promjera  $R$ , i duljine elektromotora  $l$ :

$$J = m * R^2 = \rho * R^2 * \pi * l * R^2 = 7500 * 0.0225^4 * 3.14 * 0.1345 = 0.0008118 \text{ kgm}^2$$

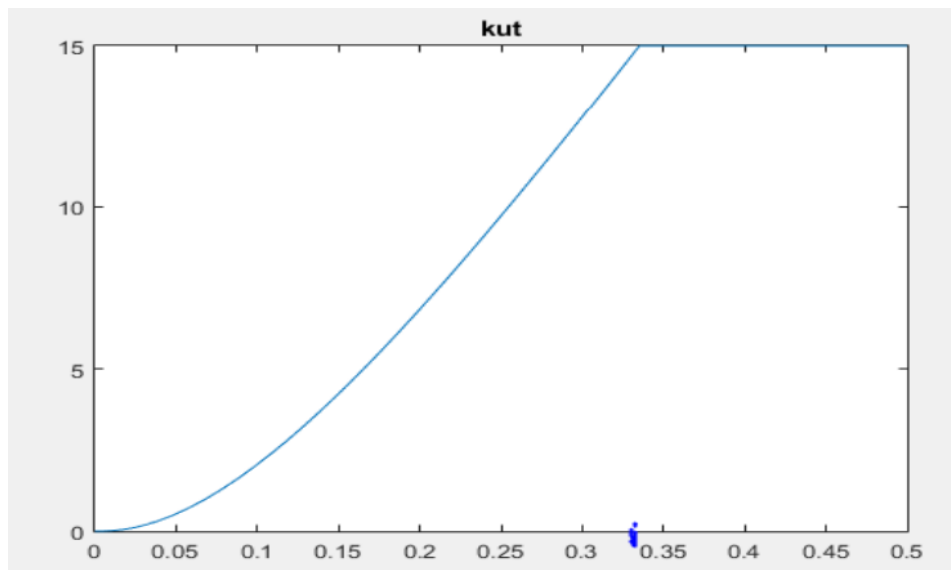
Konstanta napona dobije se

$$K_v = \frac{U}{n} = \frac{12[V]}{314.1592[\frac{rad}{s}]} = 0.038197 \frac{V}{\frac{rad}{s}}$$

Konstanta momenta:

$$K_m = \frac{0.034127142}{1.58} = 0.0216 \frac{Nm}{A}$$

Za ove karakteristike dobiveni su rezultati:



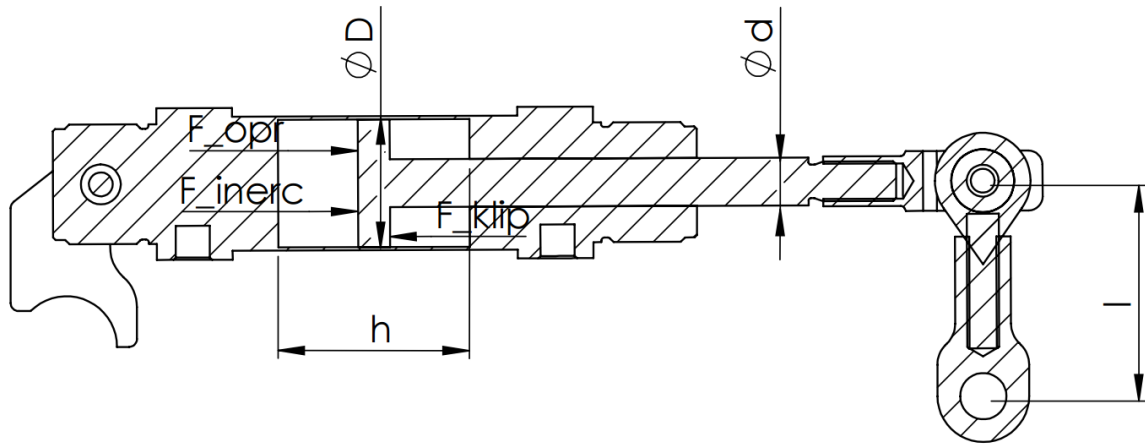
Slika 105. Kut vratila za promjenu prijenosa u vremenu.

Gdje se vidi da se kut od 15 stupnjeva koji je potreban za prebacivanje stupnja prijenosa postiže u 0,325 sekundi, što je puno više od očekivanih 50 ms.

Daljnjim izborom elektromotora pokušali smo pronaći kombinaciju koja dimenzijski, te brzinom promjene stupnja prijenosa zadovoljava, međutim, zbog nedostatka volumena za smještaj većeg elektromotora, odustali smo, te smo se fokusirali na odabir pneumatskog aktuatora.

Kod odabira pneumatskog aktuatora, moguća su dva oblika. Prvi je tradicionalniji, s cilindrom i polugicom koja bi zakretala vratilo za promjenu stupnja prijenosa, a drugi je direktno priključivanje rotacijskog pneumatskog aktuatora na vratilo mjenjača . Zbog pouzdanosti, izabran je prvi oblik, s pneumatskim cilindrom te polugicom.

Shematski prikaz cilindra i polugice prikazan je na sljedećoj slici:



Slika 106. Ilustracija pneumatskog cilindra i polugice.

Gdje su

- $F_{opr}$  – Sila povratne opruge
- $F_{klip}$  – Sila koju generira zrak u klip
- $F_{inerc}$  – Inercijska sila

A računaju se na sljedeći način:

$$F_{opr} = kx$$

$$F_{klip} = p * \frac{D^2 * \pi}{4}, \text{ gdje je } p \text{ tlak u cilindru, a } D \text{ promjer klipa}$$

$$F_{inerc} = m * a, \text{ gdje je}$$

$m = m_{klip} + m_{red}$  gdje je  $m_{klip}$  masa klipa cilindra, a  $m_{red}$  masa mehanizma i bubnja mjenjača reducirana na klip cilindra

Inercija sustava  $J$  također se računa pomoću reducirane mase  $m_{red}$  na sljedeći način:

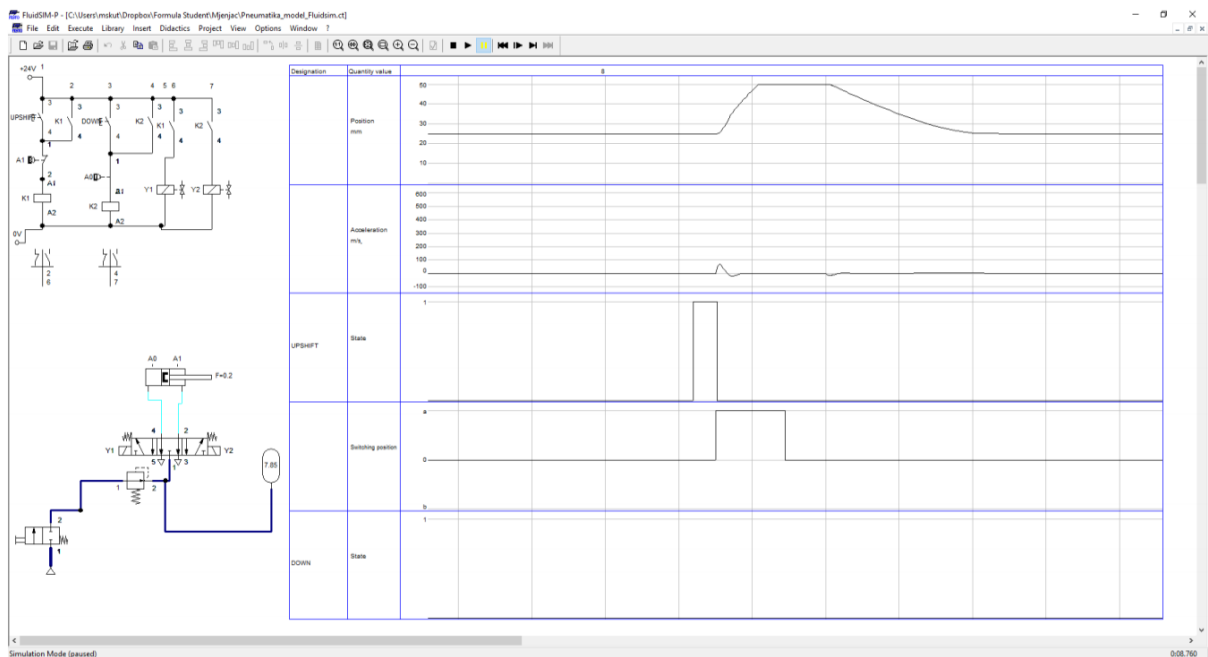
$$J = m_{red} * l^2 \text{ iz čega slijedi da je } m_{red} = \frac{J}{l^2}, \text{ odnosno}$$

$$m = k_{klip} + \rho_c * \frac{d^2 * \pi}{4} * h + \frac{J}{l^2}$$

Gdje je duljina ručica l jednaka:

$$l = \frac{h}{2 * \tan(15)}$$

Ova dva podatka su nam ulazni podaci za simulaciju vremenskog odziva s različitim cilindrima. Ta simulacija izrađena je u programskom okruženju FESTO Fluidsim



Slika 107. FESTO Fluidsim programsko okruženje.

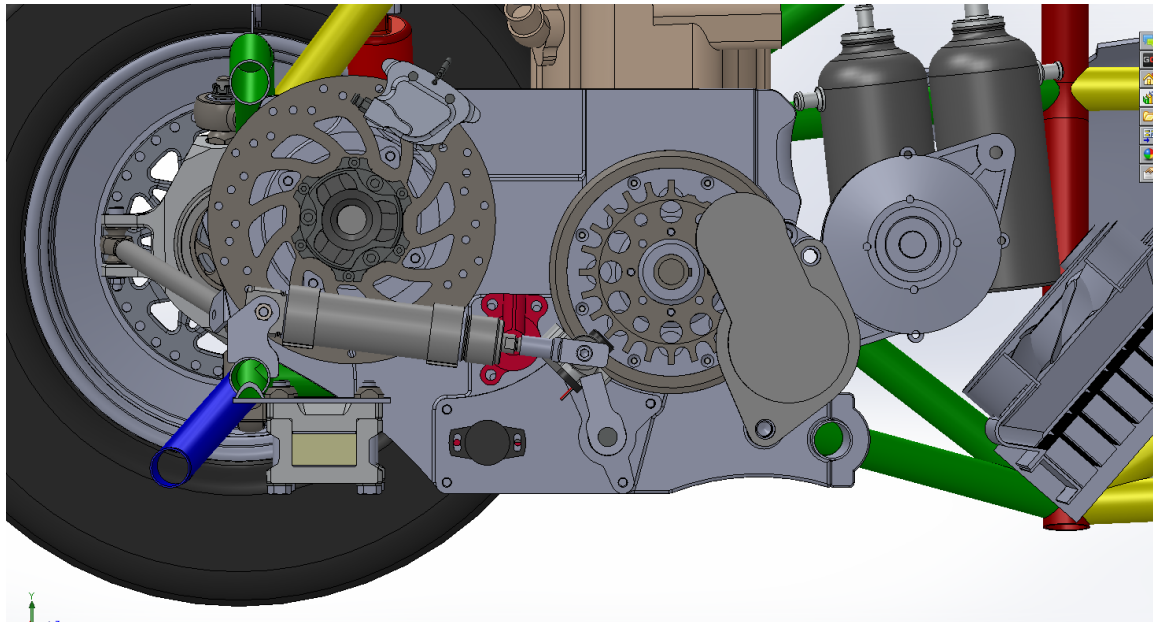
U programu su simulirani svi kandidati za cilindre te se na temelju najkraćeg vremena odabrao cilindar I duljina polugice. Pretpostavljen je konstantni tlak od 8 bara.

Tablica 10. Vrijeme promijene brzine u odnosu na parametre pneumatskog cilindra

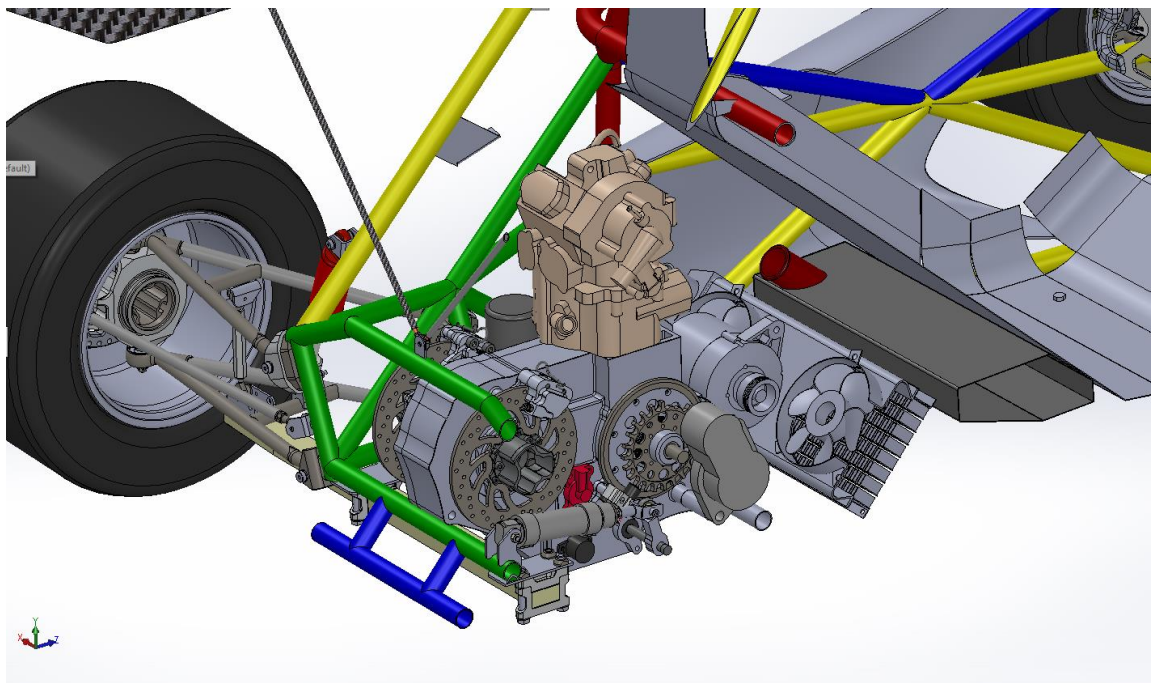
	A	B	C	D	E	F	G	H
1	hod	promjer cilindra	promjer klipnjace	duljina polguice		t1	t2	vrijeme ms
2	20	20	8	0.0373		600	652	52
3	20	25	10	0.0373		160	212	52
4	20	40	13	0.0373		640	700	60
5	20	63	15	0.0373		720	816	96
6	25	16	6	0.0467		320	376	56
7	25	20	8	0.0467		320	374	54
8	25	25	10	0.0467		320	374	54
9	25	40	12	0.0467		360	427	67
10	35	16	6	0.0653		480	538	58
11	35	20	8	0.0653		160	217	57
12	35	25	10	0.0653		800	859	59
13	35	40	12	0.0653		240	321	81

Prvih par kandidata izbačeno je zbog premale duljine polugice, te se odabrao označeni cilindar: Hod 35 mm, promjer klipnjače 20 mm s duljinom polugice od 65,3 mm.

Smještaj cilindra pokazan na bolidu prikazan je na sljedećim slikama:



Slika 108. Smještaj pneumatskog cilindra.



Slika 109. Smještaj pneumatskog cilindra.

## 8. Udarne zona

### 8.1. Uvod

Jedan od ključnih dijelova bolida u pogledu sigurnosti je udarna zona. Pri razvoju udarne zone krenulo se od zahtjeva nametnutih pravilnikom natjecanja. Da bi se udarna zona smatrala zadovoljavajućom mora po pravilniku natjecanja zadovoljiti sljedeće zahtjeve:

- Mora moći raspršiti (apsorbirati) energiju koju bi prouzrokovao sudar tijela mase 300 kg koje se kreće brzinom od  $7 \frac{m}{s}$  sa zidom
- Maksimalna sila pri sudaru ne smije prelaziti 120 kN
- Maksimalni iznos deceleracije ne smije prelaziti 40 g (g – gravitacijsko ubrzanje )
- Maksimalni iznos prosječne deceleracije ne smije prelaziti 20 g (g – gravitacijsko ubrzanje)
- Čelična ploča debljina 1,5 mm koja je zavarena na prednji okvir šasije pri udaru se ne smije deformirati više od 25 mm.

Također pravilnikom su propisane minimalne dimenzije udarne zone pri čemu duljina ne smije biti manja od 200 mm, širina ne smije biti manja od 100 mm, a visina ne smije biti manja od 200 mm.

Iz zahtjeva u pravilniku slijedi da minimalni iznos energije koju udarna zona mora apsorbirati iznosi 7350 J prema jednadžbi:

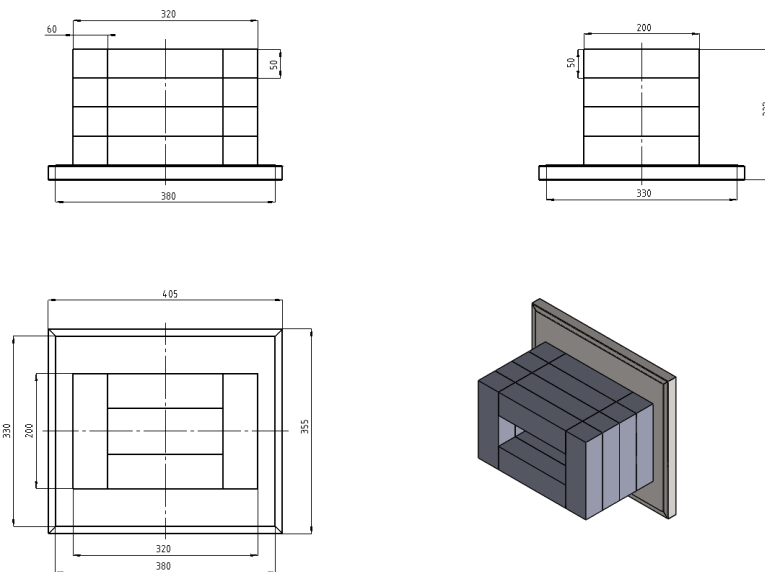
$$E = \frac{m \cdot v^2}{2} = \frac{300 \cdot 7^2}{2} = 7350 \text{ J}$$

### 8.2. Materijal i konstrukcija

Pri razvoju udarne zone razmatrani su različiti materijali te različite konstrukcijske izvedbe udarne zone, ali također posvećena je pažnja dostupnosti i financijskoj mogućnosti nabave odgovarajućeg materijala. Nakon detaljnog razmatranja odlučeno je da ćemo test provesti na udarnim zonama napravljenim od ekstrudirane polistirenske pjene (XPS) te od aluminijskih saća. Radi ograničenosti dostupne tehnologije izrade u tom trenutku odlučeno je da će udarna zona od XPS-a biti izrađena u obliku krnje piramide, a udarne zone od aluminija su napravljene u obliku kvadra s tim da je jedna udarna zona izvedena kao puni kvadar, dok je druga izvedena kao kvadar ali sa šupljinom.

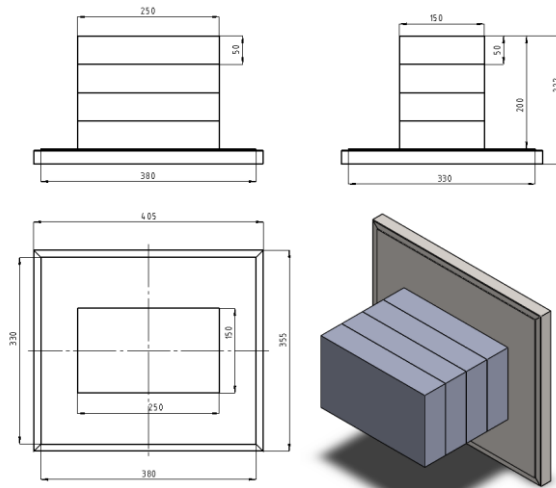
Iz konstrukcije šasije je proizašlo da je čelična ploča debljine 1,5 mm koja se zavaruje na prednji okvir duljine 380 mm, a visine 330 mm. Kako bi se što bolje raspodijelilo opterećenje na ploču koje se javlja pri testiranju udarne zone na osnovu okvirnih proračuna odlučeno je da će dimenzije testnih primjeraka udarnih zona biti sljedeće prema slikama 110., 111., 112.

Na slici 110. su prikazani pogledi i dimenzije šuplje verzije udarne zone izvedene od aluminijskih saća debljine 50 mm koje su međusobno povezane epoksidnom smolom i staklenim platnom



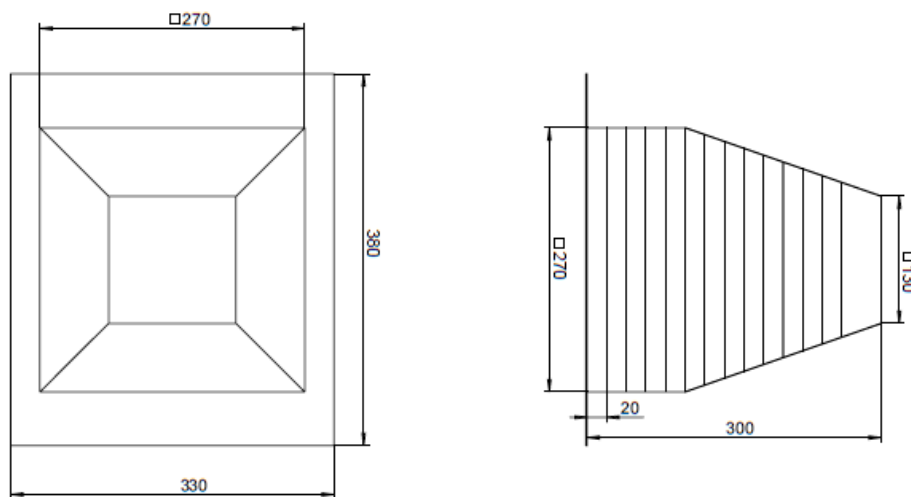
Slika 110. Udarne zona izrađena od aluminijske saće (verzija sa šupljinom).

Na slici 111. su prikazani pogledi i dimenzije pune verzije udarne zone izvedene od aluminijskih saća također debljine 50 mm. I u ovom slučaju aluminijske saće su međusobno povezane epoksidnom smolom i staklenim platnom



Slika 111. Udarne zona izrađena od aluminijske saće (puna verzija).

Na slici 112. su prikazane dimenzije i oblik verzije udarne zone napravljene od ekstrudirane polistirenske pjene. Za razliku od prethodne dvije verzije u ovom slučaju je za vezu između pojedinih slojeva korištena samo epoksidna smola.



Slika 112. Udarne zona izrađena od XPS-a.

Također u sve tri verzije udarne zone su za čeličnu ploču zalijepljene pomoću epoksidne smole.

### 8.3. Test udarnog opterećenja

Ideja testa udarnog opterećenja je simuliranje udar tijela mase 300 kg koji se giba brzinom od  $7 \frac{m}{s}$ . Test je izveden tako da se uteg mase 300 kg pusti u slobodni pada s odgovarajuće visine



kako bi se postigla brzina od  $7 \frac{m}{s}$ . Visina  $h$  na koju treba podignuti uteg izračunata je pomoću zakona o očuvanju energije:

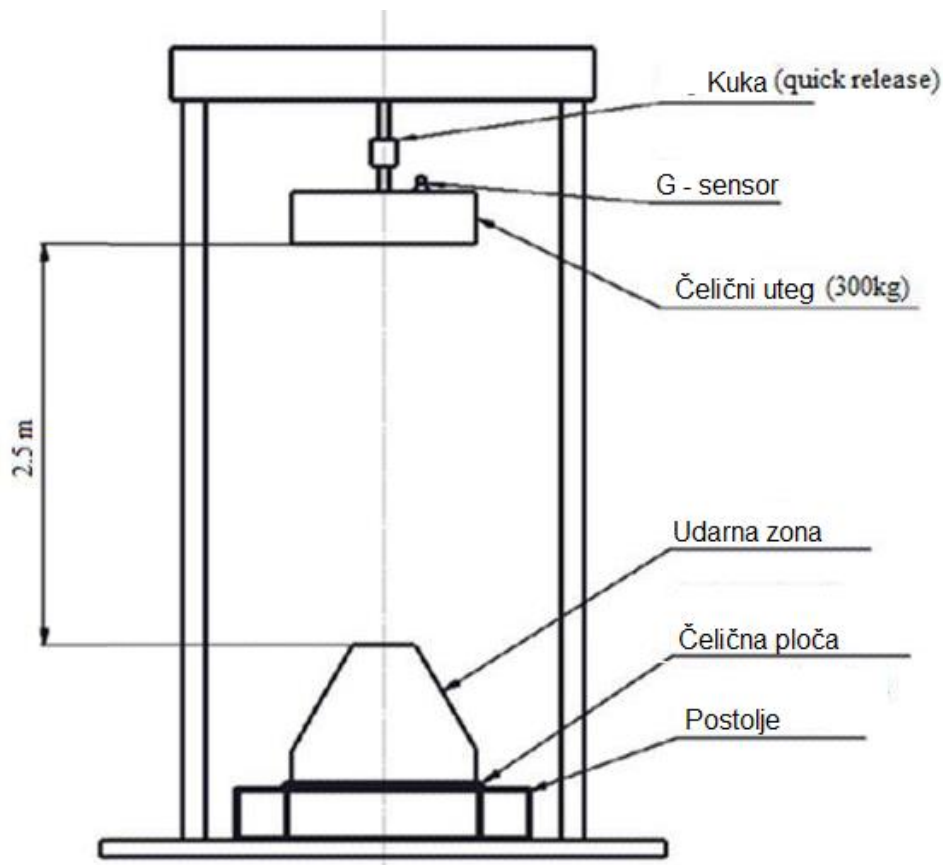
$$E_p = E_k$$

$$mgh = \frac{m \cdot v^2}{2} \Rightarrow h = \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

$$h = \frac{v^2}{2 \cdot g} = \frac{7^2}{2 \cdot 9.81} = 2,49 \text{ m} \approx 2,5 \text{ m}$$

Iz prethodnog proračuna slijedi da visina  $h$  na koju treba dignuti uteg iznosi minimalno 2,5 m.

Na slici 113. shematski je prikazan način na koji je test izveden.



Slika 113. Shematski prikaz testa udarne zone.

Svrha udarne zone je apsorpiranje cjelokupne energije koja se razvije pri sudaru. Zadovoljavajućom udarnom zonom se smatra ona koja je apsorpirala energiju u iznosu od minimalno 7350 J, te pri tome čelična ploča debljine 1,5 mm na koju je udarna zalijepljena se ne smije deformirati više od 25 mm te kao što je i u samom uvodu navedeno maksimalni iznos

deceleracije i maksimalni iznos prosječne deceleracije ne smiju prelaziti 40g i 20g. Deceleracija je mjerena pomoću mjerne opreme (G-senzora). Mjerenje je izvodio Brodarski Institut. Iz zahtjeva se može zaključiti da udarna zona mora zadovoljiti takoreći dvosmjerno tj. s jedne strane udarna zona mora biti dovoljno dobra da kao prvo u slučaju sudara ne dođe do ozljeda nogu vozača, dok s druge strane, deceleracije je ograničena maksimalnim vrijednostima kako bi se izbjegle trzajne ozlijede u slučaju sudara.

Na slici 114. su prikazane testirane verzije udarne zone prije testiranja



Slika 114. Testirane udarne zone prije testiranja.

#### 8.4. Rezultati testiranja

Na slici 115. su prikazane testirane verzije udarne zone nakon testiranja.

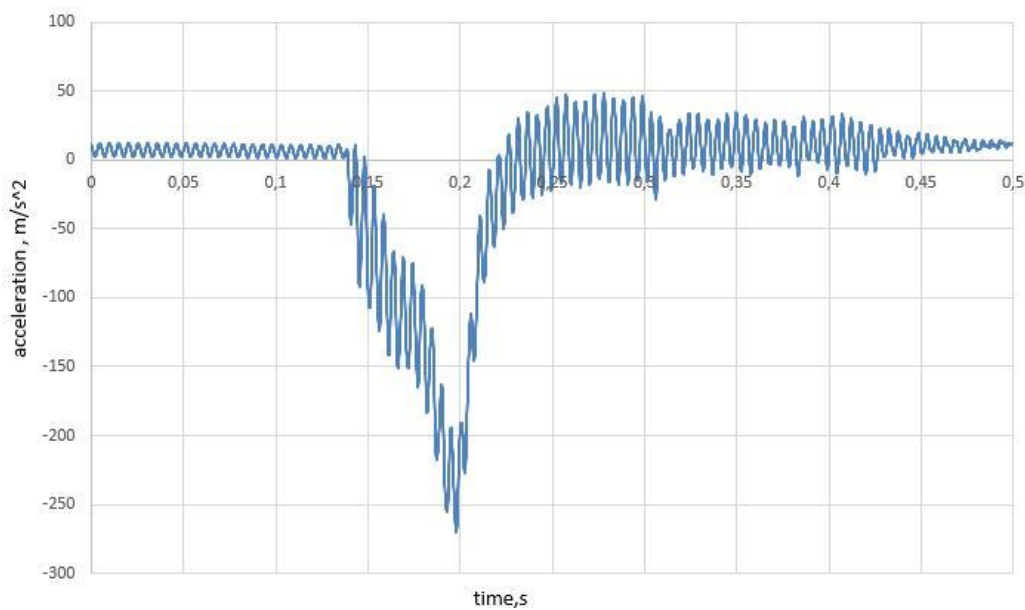


Slika 115. Testirane udarne zone nakon testiranja.

Nakon što je obavljeno testiranje dobiveni su podatci o deceleraciji te provedena analiza podatak pomoću programa *Matlab*. Obradeni su podatci o deceleraciji te na osnovu njih je također pomoću programa *Matlab* izračunata maksimalna sila koja se javlja pri udarcu te maksimalna apsorbirana energija. Iz rezultata koje smo dobili nakon obrade podataka kao i iz mjerenje progiba čelične ploče na koju su zalijepljene udarne zone, došlo se do zaključka da

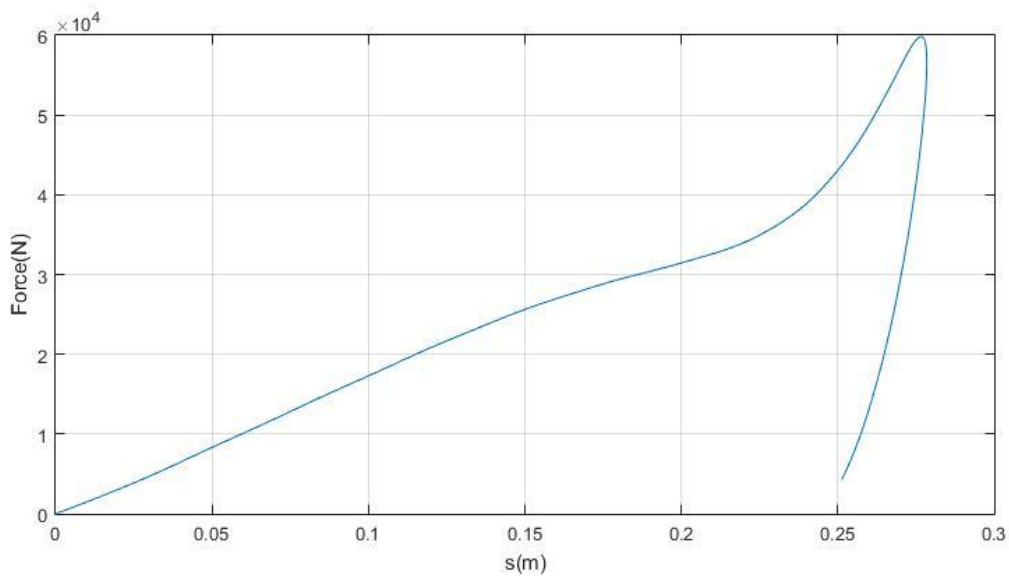
udarna zona napravljena od ekstrudiranog polistirena jedina u potpunosti zadovoljava zahtjevima nametnutim pravilnikom.

Slika 116. prikazuje dijagram promjene deceleracije u ovisnosti o vremenu pri udaru. Iz rezultata na dijagramu se može vidjeti da maksimalna deceleracija iznosi  $275 \frac{m}{s^2}$  što je približno jednako  $28g$  čime je zadovoljen uvjet da maksimalan deceleracije ne smije prijeći  $40g$ . Iz podataka obrađenih u *Matlab*-u dobivena je prosječna deceleracija u iznosu od  $6,47g$  čime je zadovoljen zahtjev da prosječna deceleracija ne smije prelaziti  $20g$ .



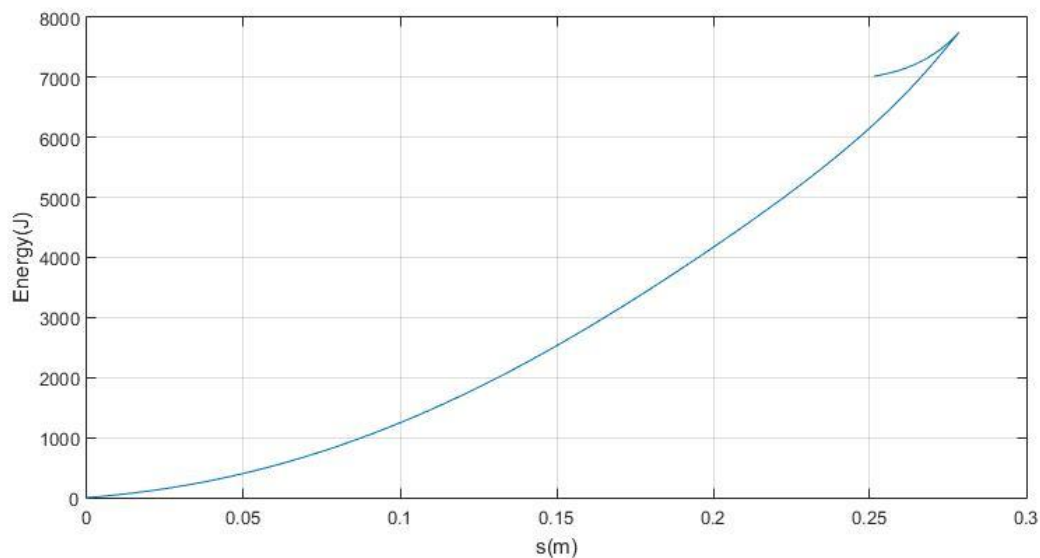
Slika 116. Dijagram promjene deceleracije u ovisnosti o vremenu.

Slika 117. prikazuje dijagram promjene sile u ovisnosti o putu tijekom udara. Maksimalna sila koja se javlja tijekom udar iznosi  $59984 \text{ N}$  što je znatno niže od iznosa od  $120\,000 \text{ N}$  čime je zadovoljen zahtjev da maksimalna sila pri sudaru ne smije prelaziti  $120\,000 \text{ N}$ .



Slika 117. Dijagram promjene sile u ovisnosti o putu tijekom deformiranja.

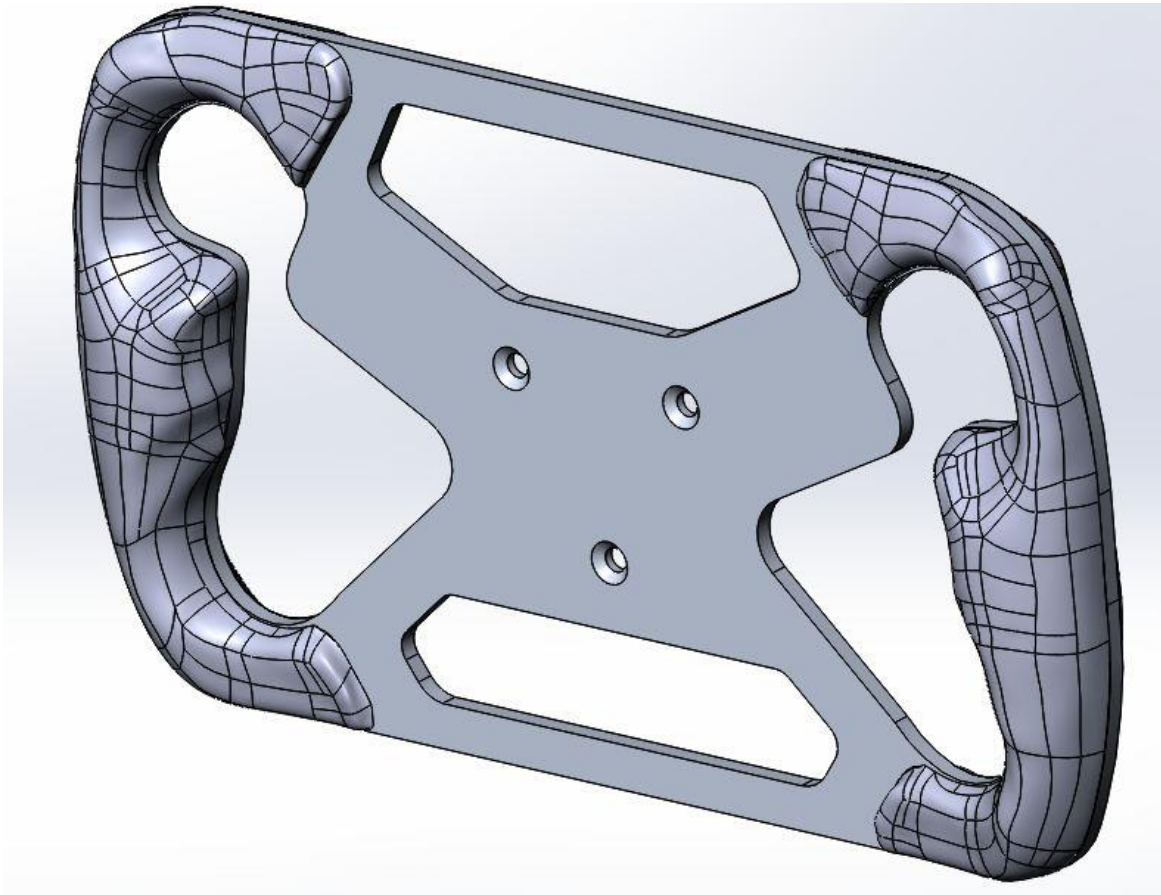
Slika 118. prikazuje dijagram promjene energije u ovisnosti o putu tijekom udara. Maksimalna energija koja udarna zona apsorbira tijekom udar iznosi 7748,8 j što je iznad minimalne energije od 7350 J koju udarna zona mora apsorbirati.



Slika 118. Dijagram promjene energije o ovisnosti o putu tijekom udara.

## 9. Izrada – primjeri izrade nekih dijelova

### 9.1. Volan



Slika 119. CAD model sklopa volana.

Tijek izrade:

- 1) Erozijsko rezanje aluminijskog srca volana – vodeno rezanje
- 2) Stanjivanje srca volana na odgovarajuću debljinu – univerzalna glodalica
- 3) Pjeskarenje i zaštita eloksiranjem – ručni postupak
- 4) Printanje ručkica volana – 3D printer

Funkcija proizvoda:

Volan je bitna komponenta bolida jer omogućava vozaču upravljanje istim. Ergonomija je ovdje vrlo bitna jer vozač za vrijeme vožnje svojim rukama prenosi sile na sklop upravljanja te tako zakreće kotače bolida. Iz tog razloga, za izradu ručkica volana, korištena je tehnologija povratnog inženjerstva. Prema otisku vozačeve ruke je ručno izrađen model ručkica iz materijala pod nazivom stirodur. Nakon toga, korištenjem 3D skenera te povratnog inženjerstva

izrađen je 3D model ručkica. Model je naknadno obrađen softverskim alatima te je u konačnici isprintan na 3D printeru. Krajnji rezultat su unikatne ergonomske ručkice volana po mjeri vozača koje mu pružaju maksimalnu udobnost te najjači zahvat volana. Ručkice su potom zalijepljene industrijskim ljepilom na srce volana te je dobiven potpuni sklop volana.



Slika 120. 3D printer marke Stratasys.



Slika 121. Ručno izrađen model ručkica iz stirodura.



Slika 122. Proces 3D printanja ručkica volana.



Slika 123. Gotove ručkice volana.

## 9.2. Zračna kutija (plenum)

Tijek izrade:

- 1) Glodanje kalupa plenuma iz stirodura – CNC glodalica
- 2) Ručno laminiranje karbonskih vlakana na glodani kalup
- 3) Vakuumsko istiskivanje viška smole
- 4) Poliranje i završna obrada plenuma

Funkcija proizvoda:

Plenum je zračna kutija koja je dio usisnog sustava na bolidu formule student. Postavlja se nakon zaklopke gasa i restriktora a prije ulaza u cilindar motora. Plenum je bitan jer se u njemu skuplja zrak te se stvara podtlak. Zrak iz plenuma ulazi u cilindar motora. Zbog velikog podtlaka u plenumu, bitno je ulaminirati dovoljno slojeva karbonskih vlakana kako podtlak ne bi narušio oblik plenuma. Stoga je prilikom ručne laminacije korišteno četiri sloja 'plain' karbonskog pletiva, težine 200 grama po metru kvadratnom. Također je korištena prikladna smola te pripadajući očvršćivač. Između slojeva su korištene posebne jezgre kao ukrute, kako bi spriječile deformacije uslijed podtlaka u plenumu.





Slika 124. Kalup za laminiranje plenuma.



Slika 125. Proces ručne laminacije plenuma.

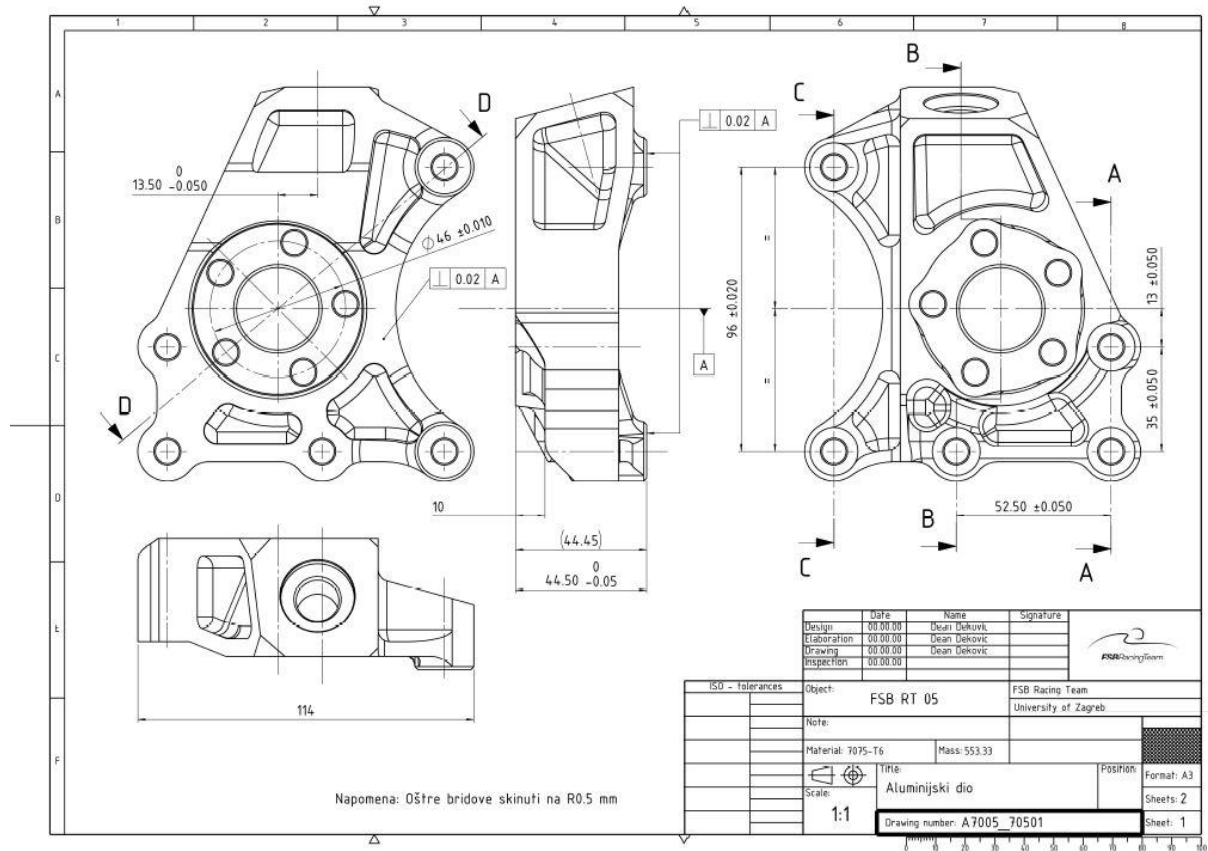


Slika 126. Vakuumsko istiskivanje viška smole nakon laminacije.



Slika 127. Konačan izgled plenuma nakon poliranja i završne obrade.

### 9.3. Nosači kotača



Slika 128. Radionički nacrt prednjeg nosača kotača.

Tijek izrade:

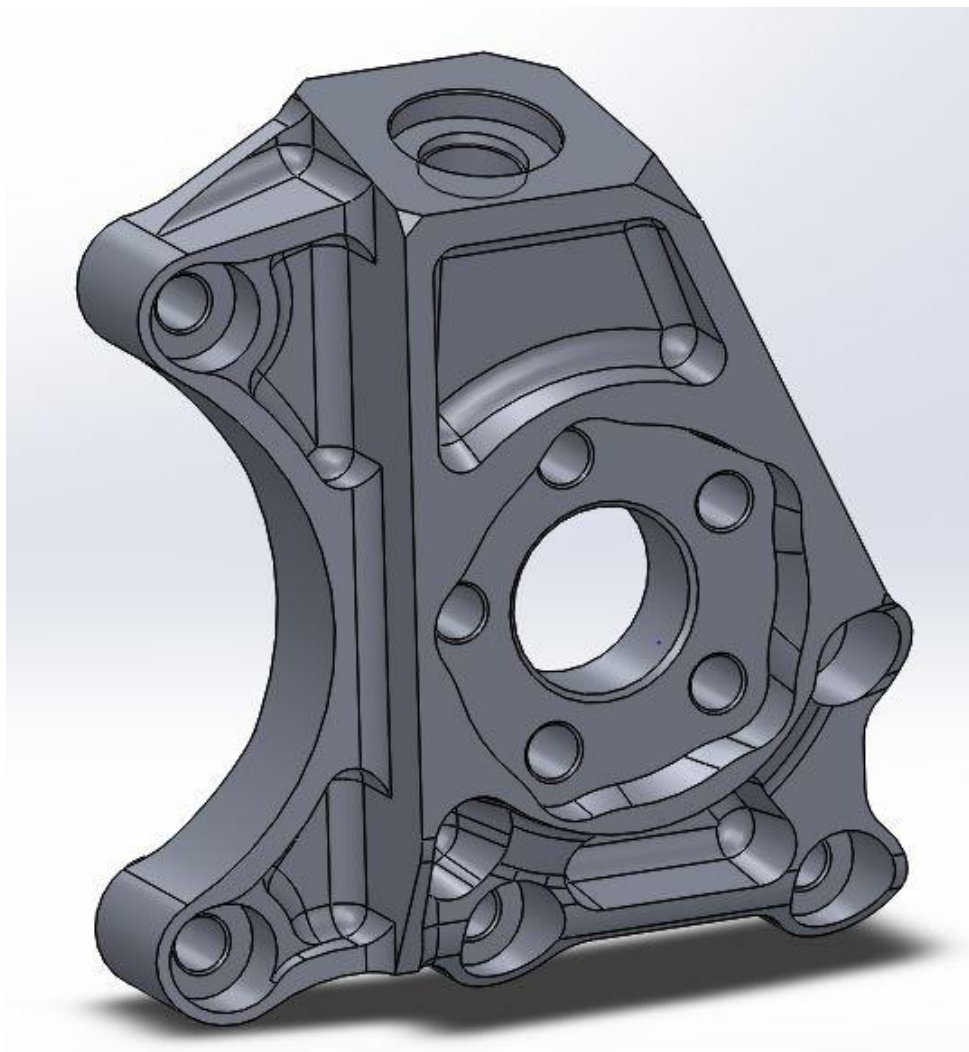
- 1) Glodanje – CNC glodalica
- 2) Tokarenje – CNC tokarilica
- 3) Urezivanje navoja – CNC tokarilica
- 4) Eloksovanje nosača – elektrokemijski postupak

Materijal proizvoda: Aluminij 7075

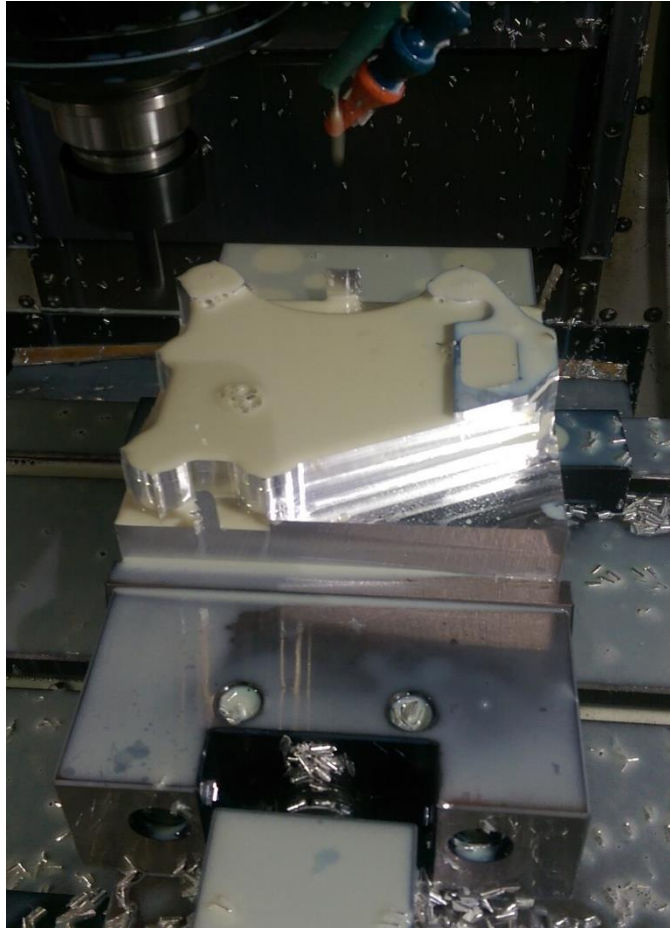
Funkcija proizvoda:

Nosač kotača pripada sklopu ovjesa bolida. Ovaj nosač je jedna od najvažnijih te najkompleksnijih komponenti ovjesa. Na gornji i donji dio kotača vežu se poprečna ramena koja spajaju sklop kotača sa šasijom bolida. U samom nosaču nalaze se ležajevi kroz koje prolazi osovina kotača. Također, na nosač se veže kočni sustav koji služi za zaustavljanje

bolida. U konačnici, na sklopu nosača kotača podešavaju se kinematičke veličine ovjesa koje su od ključne uloge za dinamičko ponašanje bolida na natjecanju.



Slika 129. CAD model nosača kotača.

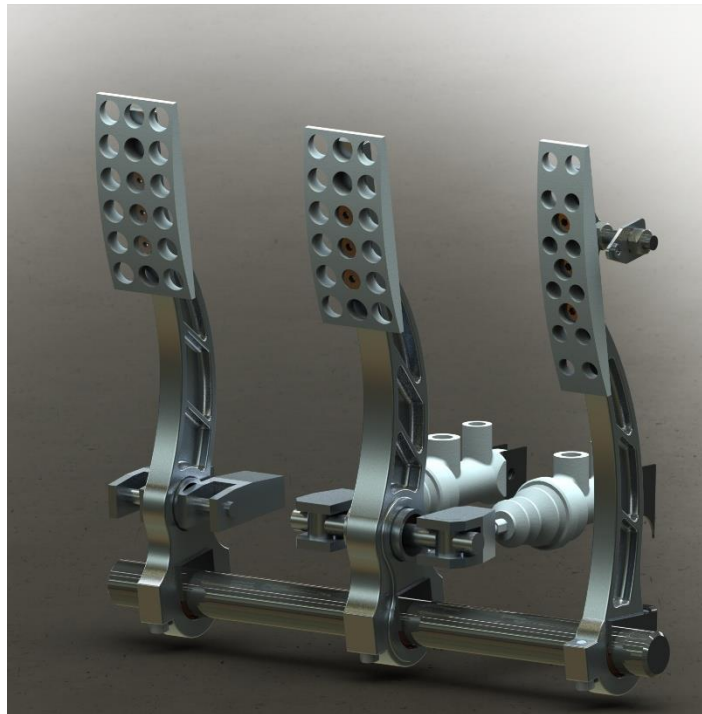


Slika 130. Strojna obrada nosača kotača.

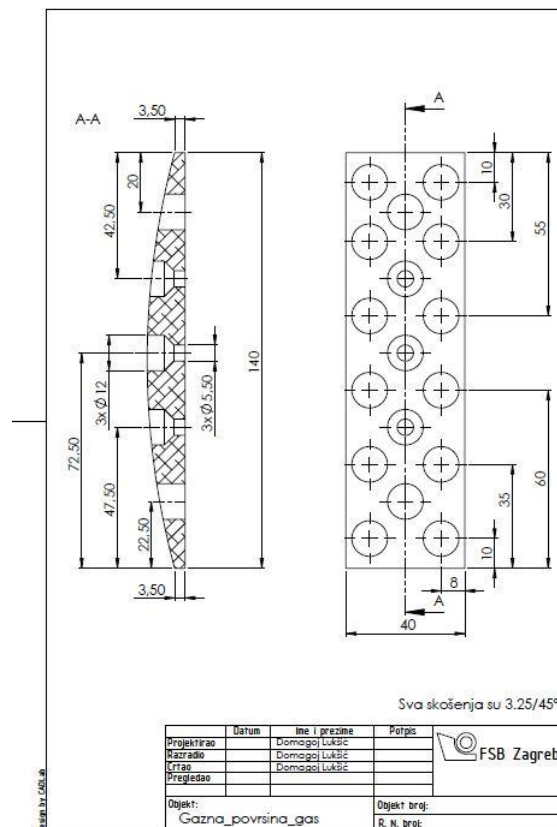


Slika 131. Konačni izgled nosača kotača.

## 9.4. Pedalbox



Slika 132. CAD model pedalboxa.



Slika 133. Radionički crtež gazne površine pedale gasa.

Tijek izrade:

- 1) Glodanje pedalboxa – CNC glodalica
- 2) Tokarenje provrta – CNC tokarilica
- 3) Urezivanje navoja – CNC tokarilica
- 4) Eloksovanje pedalboxa – elektrokemijski postupak

Materijal: Aluminij 7075

Funkcija proizvoda:

Pedalbox se sastoji od 3 sklopa pedala. To su sklop pedale gasa, kočnice te kvačila. Sva tri sklopa se sastoje od gornjeg dijela pedale, donjeg dijela pedale te gazne površine. Pedala gasa služi vozaču za dodavanje snage pogonskom sustavu bolida te ubrzanju istoga. Pedala kočnice služi da prijenos sile s noge vozača na kočni cilindar koji usporava i zaustavlja bolid dok pedala kvačila služi da odvajanje toka momenta između motora i mjenjača te omogućava promjenu stupnja prijenosa. Sve pedale moraju podnijeti velike sile koje na njih prenosi noga vozača stoga moraju biti optimalno konstruirane. S druge strane, potrebno je paziti na masu pedalboxa te pronaći kompromis između male mase te visoke krutosti.



Slika 134. Fotografija gotovog pedalbox-a.

## 9.5. Podnica



Slika 135. CAD model podnice.

Tijek izrade:

- 1) Izrada negativ kalupa laserskim rezanjem i savijanjem aluminijskog lima
- 2) Obrada limenog kalupa ručnim brušenjem
- 3) Ručno laminiranje karbonskih vlakana
- 4) Završna obrada podnice

Funkcija proizvoda:

Uz prednji i stražnji spojler, podnica je vrlo bitan dio aerodinamike bolida. Sastoji se od dva dijela, a to su konfuzor i difuzor. Konfuzor prikuplja zrak koji dolazi s prednje strane bolida te ga usmjerava prema stražnjem dijelu podnice. Na stražnjem dijelu podnice nalazi se difuzor koji sav prikupljeni zrak usmjerava na hladnjak te poboljšava hlađenje pogonskog sklopa bolida. U aerodinamičkom pogledu, podnica ima veliku ulogu jer čini dno bolida ravnim te struja zraka prolazi nesmetano, ne nailazi na prepreke u obliku dijelova bolida a samim time bitno smanjuje otpore vožnje.





Slika 136. Negativ kalupa podnice nakon savijanja aluminijskog lima.

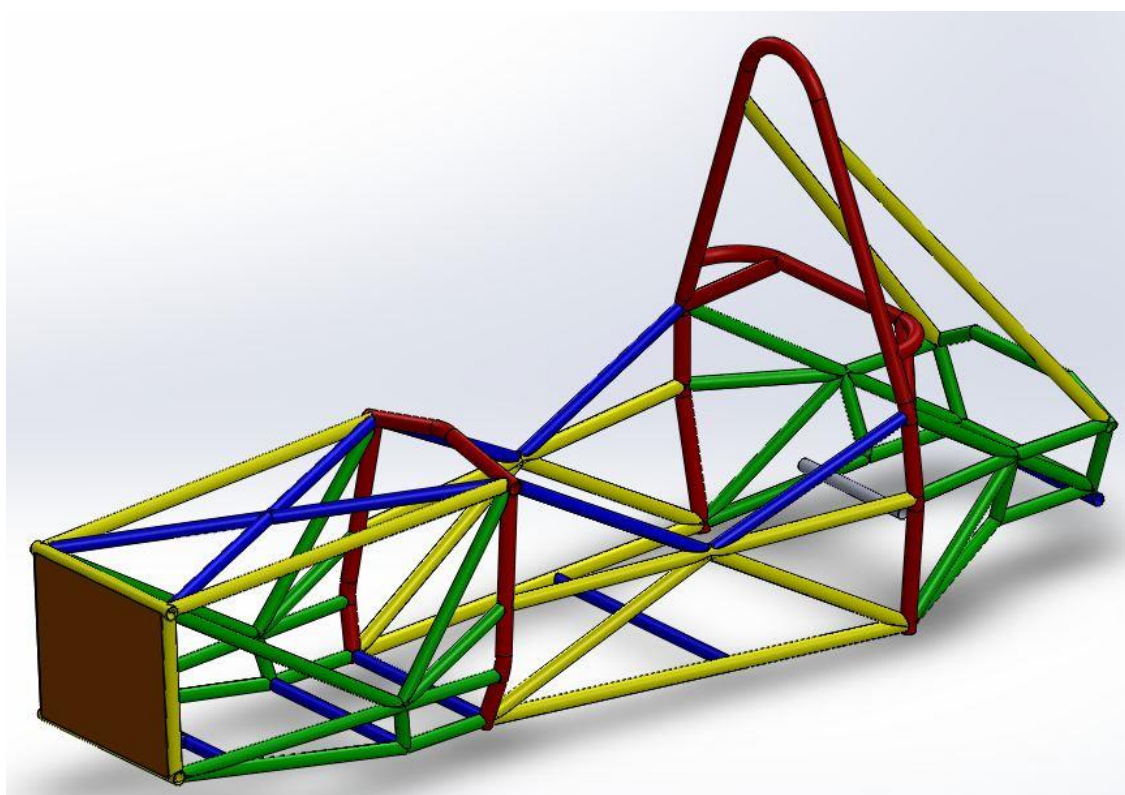


Slika 137. Proces ručne laminacije karbonskih vlakana u kalup podnice.



Slika 138. Usporedba kalupa podnice (lijevo) i gotove podnice od karbonskih vlakana (desno).

## 9.6. Nosiva konstrukcija bolida



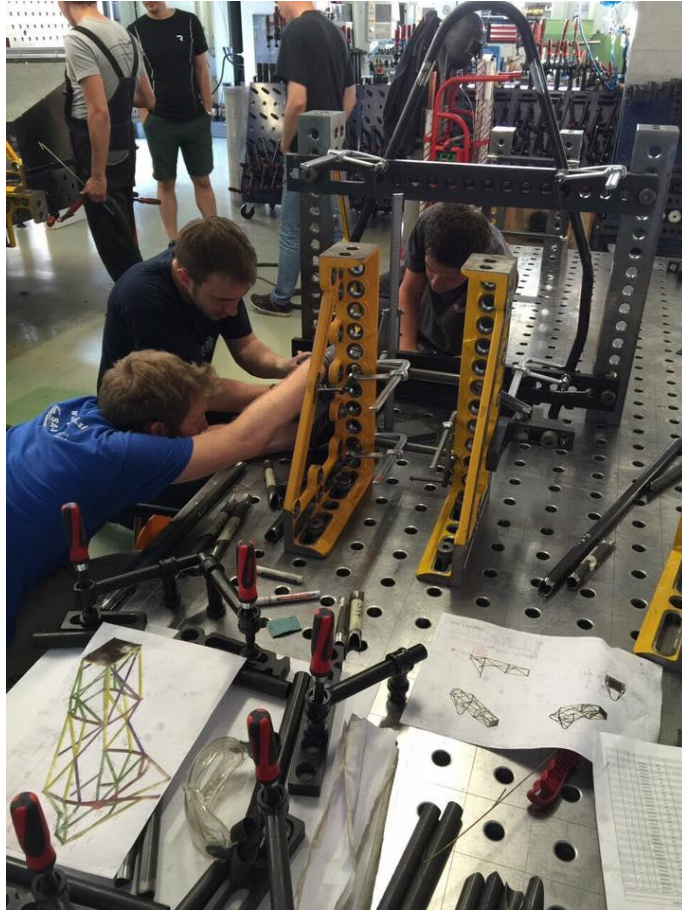
Slika 139. CAD model nosive konstrukcije bolida.

Tijek izrade:

- 1) Lasersko rezanje ravnih cijevi
- 2) Savijanje izrezanih cijevi – CNC savijačica
- 3) Pozicioniranje i zavarivanje cijevi – TIG postupak zavarivanja
- 4) Zavarivanje prihvata ovjesa
- 5) Lakiranje nosive konstrukcije bolida

Funkcija proizvoda:

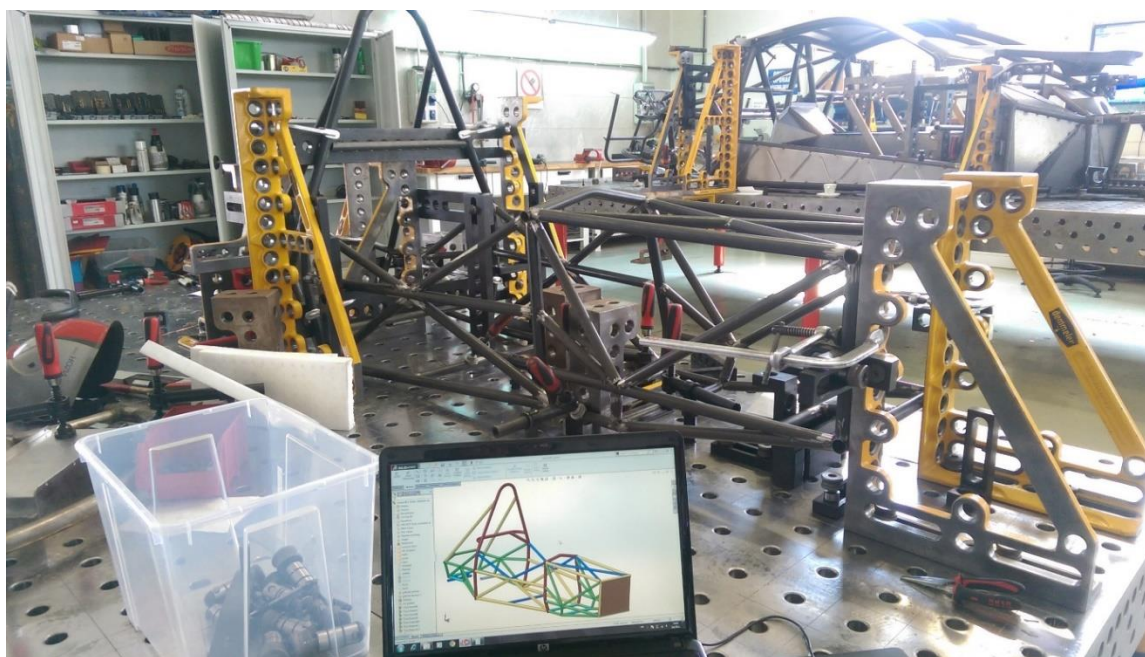
Nosiva konstrukcija u daljnjem tekstu šasija, je osnovna i najvažnija komponenta bolida. Sve ostale komponente bolida su vezane na šasiju. U samu šasiju je smješten i vozač bolida stoga ga ona štiti od ozljeda prilikom nesreće. Potrebna je velika preciznost prilikom zavarivanja šasije jer samo male pogreške doprinose narušavanju kinematike ovjesa kao i kompletne dinamike bolida. Potrebna je pažljiva konstrukcija šasije jer kao najveća komponenta nosi i najveću masu. Iz tog razloga težnja konstruktora je da konstruira što lakšu šasiju no ne smije se zanemariti krutost koja je najbitnija karakteristika. Također, šasija svojim oblikom podignutog prednjeg kraja potpomaže boljoj aerodinamici bolida.



Slika 140. Pozicioniranje cijevi šasijske.



Slika 141. Pozicioniranje stražnjeg kraja šasijske.



Slika 142. Konačan izgled šasije.

## 9.7. Oklop bolida

Tijek izrade:

- 1) Glodanje kalupa za oklope iz materijala poliuretana – CNC glodalica
- 2) Obrada i priprema kalupa za laminiranje karbonskih vlakana – ručni postupak
- 3) Laminiranje karbonskih vlakana – ručni postupak
- 4) Obrada gotovih karbonskih oklopa – ručna brusilica
- 5) Lakiranje oklopa bolida – zračni kist

Funkcija proizvoda:

Oklop bolida ima višestruku ulogu. Prije svega, oklop je prva komponenta, a istovremeno i najveća koja se vidi te stvara prvi dojam promatrača o bolidu. Dizajnerski osmišljene konture oklopa stvaraju cjelokupni karakter bolida. Druga funkcija je aerodinamičke prirode, te tako oblik oklopa usmjerava zrak prema stražnjem kraju bolida, uz najmanji mogući otpor. Posljednja uloga oklopa bolida je zaštita vozača od bilo kakvih predmeta koji mogu doći u koliziju za bolidom te tako ozlijediti vozača.



Slika 143. CNC glodanje kalupa za oklop bolida.



Slika 144. Obradeni kalupi spremni za laminiranje karbonskih vlakana.



Slika 145. Dio karbonskog oklopa nakon vađenja iz kalupa.

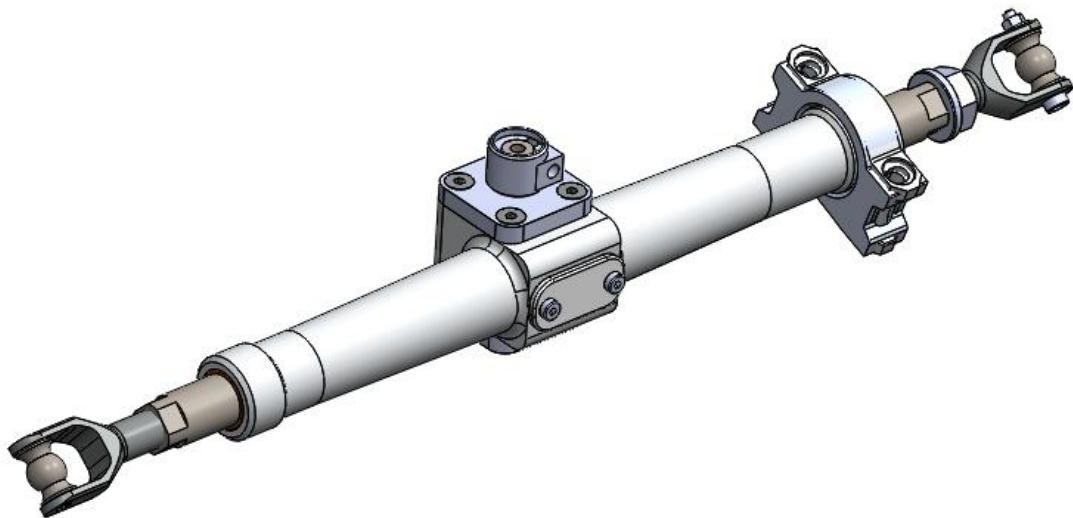


Slika 146. Oklop bolida u neobrađenom stanju.



Slika 147. Oklop bolida nakon završne obrade i lakiranja.

## 9.8. Letva volana



Slika 148. CAD model sklopa letve upravljanja.

Tijek izrade:

- 1) Izrada kućišta letve – CNC tokarilica i glodalica
- 2) Izrada letve i ozubljenja – tokarilica i eroziomat
- 3) Izrada vilica letve – tokarilica
- 4) Izrada nosača kućišta – eroziomat
- 5) Toplinska obrada dijelova – cementiranje



## 6) Eloksiranje aluminijskih dijelova – elektrokemijski postupak

Funkcija proizvoda:

Sklop letve volana sastoji se od kućišta, same letve, nosača, malog zupčanika te vilica. Glavna funkcija ovog sklopa je da rotacijsko gibanje upravljača pretvori u translacijsko gibanje te tako zakreće kotače bolida. Kada vozač okrene upravljač, zakreće se i mali zupčanik koji je u zupčanom zahvatu s letvom volana. Letva volana na svojim krajevima ima vilice na koje se dalje montiraju spone upravljanja. Te spone povezuju sklop upravljanja sa sklopom kotača te tako vozač upravlja zakretanjem kotača. Sklop letve volana je proračunat točno tako da kut zakreta kotača bude onoliki koliko je to idejno zamišljeno, te da istovremeno bude sukladno pravilniku formule student. Kao i uvijek, cilj je da sklop bude što manje mase, stoga su korišteni vrlo laki ali čvrsti materijali poput aluminija 7075.



Slika 149. Dijelovi sklopa letve volana.



Slika 150. Vilica spojena na letvu volana.



Slika 151. Mali zupčanik.



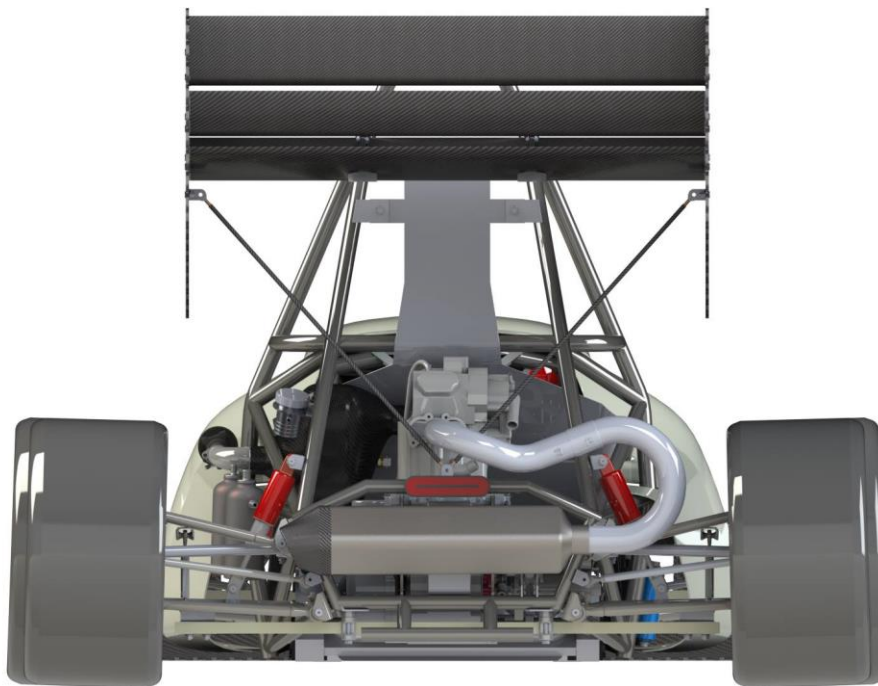
Slika 152. Sastavljeni sklop letve volana.



Slika 153. 3D render konačnog izgleda bolida Strix.



Slika 154. 3D render konačnog izgleda bolida Strix – prednji pogled.



Slika 155. 3D render konačnog izgleda bolida Strix – stražnji pogled.

## **10. Popis članova FSB Racing Teama**

### **Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Josip Krajnović

Boško Marinčić

Tomislav Sabljak

Nick Findrik

Borna Krešimir Vlašić

Ljudevit Putarek

Matej Horvat

Matko Skutari

Matko Pečanić

Mislav Bošnjak

Marijan Balaško

Dario Hojsak

Niko Trumbić

Toma Budanko

Matija Juras

Ivan Cvok

Antun Stjepan Pongrac

Jelena Šklebar

Domagoj Lukšić

Ivan Marijanović

### **Fakultet elektrotehnike i računarstva**

Marcel Besedić

Mateo Milovac

Nediljko Jerković

Filip Šklebar

### **Ekonomski fakultet**

Fran Fiočić

## 11. Popis literature

- [1] Daniel Seferian – Metalurgija zavarivanja, Beograd 1969.
- [2] <http://www.zavarivanje-hr.com/index.php/en/club/forum/22-osnovni-materijal/95-zavarljivost-materijala>, pristupano veljača 2017.
- [3] ISO/TR 581:2005 Weldability – Metallic materials – General principles
- [4] [www.fsb.hr/zavkon/zavarljivost](http://www.fsb.hr/zavkon/zavarljivost) i zavarivački TTT dijagram, pristupano veljača 2017.
- [5] Predavanja iz kolegija „Toplinska obrada i površinska zaštita“, 2011.
- [6] Trzesniowski, Michael: Rennwagentechnik Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme, 2014.
- [7] Milliken, William; Milliken, Douglas: Race Car Vehicle Dynamics, 1995.
- [8] Smith, Carroll: Tune to Win, 1978.
- [9] Reimpell, Jornsens; Stoll, Helmut; Betzler W. Jurgen: The Automotive Chassis, 2001.
- [10] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.
- [11] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1975.
- [12] Lulić, Ormuž, Šagi : Motorna vozila – skripta uz predavanja 2014.
- [13] Katz, Joseph: Race Car Aerodynamics, Bentley Publishers, 2. izdanje 1996.
- [14] Programski paket za razvoj tiskanih veza: Altium Designer, [www.altium.com](http://www.altium.com) , pristupano veljača 2017.
- [15] VEMS - *Versatile Engine Management System*, [www.vems.hu](http://www.vems.hu) pristupano veljača 2017.

## Sažetak

Formula Student je međunarodno natjecanje koje je 80.-tih godina prošlog stoljeća iniciralo SAE (engl. *Society of Automobile Engineers*) strukovno udruženje američkih inženjera vezanih uz automobilsku industriju. Nakon iznimnog uspjeha u SAD-u, natjecanje se proširilo i u Europu gdje ga organizira europska strukovna udruga inženjera strojarstva IMECHE (engl. *Institution of Mechanical Engineers*). Zadnjih godina zbog iznimnog interesa brojnih sveučilišta iz cijelog svijeta broj natjecatelja na glavnom natjecanju, koje se svake godine održava u Silverstoneu u Velikoj Britaniji, je ograničen na sto momčadi.

Treba naglasiti da primarni cilj nije natjecanje u brzini vozila i vožnji, nego je to natjecanje u kojem se budući inženjeri natječu u svim fazama projekta izrade vozila. Samo natjecanje sastoji se od dva glava dijela, statičkog i dinamičkog. Statički dio natjecanja podrazumijeva ocjenjivanje koncepta vozila, dokumentiranje faza razvoja, tehnički pregled vozila i troškovnik. Ocjenjivači su ugledni profesori i poznati inženjeri iz vrhunskog auto športa, od kojih su neki i voditelji timova u natjecanjima Formule 1. Dinamički dio obuhvaća provjeru stabilnost vozila, utrku ubrzanja te sposobnosti vozila na stazi.

FSB RACING TEAM, koji je uspješno izradio vozilo za ovogodišnje natjecanje, u ovoj akademskoj godini broji 25 članova studenata Fakulteta strojarstva i brodogradnje, Fakulteta elektrotehnike i računarstva te Ekonomskog fakulteta Sveučilišta u Zagrebu. S prvim okupljanjima te dogovorima za izradu koncepta vozila i svim ostalim radnjama započeli su u rujnu 2015. godine.

Cjelokupni dizajn i konstrukciju osmislili su studenti, članovi tima, što je detaljno opisano i objašnjeno u sklopa ovoga rada. Također su opisani organizacija tima, marketinški dio projekta i izrada pojedinih dijelova bolida. U projektnim zahtjevima za konstrukciju bolida obrađeni su zahtjevi regulirani pravilnikom Formule Student, koji je u tehničkom pogledu u nekim dijelovima vrlo sličan onome iz Formule 1. U prikazu rješenja tih zahtjeva opisane su izvedbe i funkcija nosive rešetkaste konstrukcije vozila, preinake na motoru, izvedba pogona i prijenosnika snage, pedale, ovjes, spremnik goriva, vatrozid, elektronika za upravljanje motorom i vozilom, oklop i sjedalo te udarna zona. U fazi projekta nazvanoj izrada dan je opis primijenjenih materijala, opis izrade rešetke i primjeri izrade nekih dijelova bolida.

## **Abstract**

Formula Student is an international competition that was initiated by SAE (Society of Automotive Engineers). After the initial success in the US the competition expanded to Europe. European competition is organized by the European Association of Mechanical Engineers IMECHE (Institution of Mechanical Engineers). In recent years, due to the extraordinary interest of many universities from around the world, the number of competitors in the UK competition is limited to one hundred teams.

It should be emphasized that the primary goal of the competition is not about vehicle speed and driving skills, but about a process in which future engineers compete at all phases of the vehicle design. The competition consists of two main parts: static and dynamic events. The static events involve assessing of the vehicle concept, documentation of the development phase, technical scrutineering and cost report. The evaluators are distinguished professors and renowned top sports car engineers, some of whom are team leaders in Formula 1. The dynamic events include skidpad, acceleration, autocross, and endurance which evaluate vehicle performance on the track.

FSB RACING TEAM has successfully developed a vehicle for this year's competition. Team consists of 25 members which are all students of the University of Zagreb. Vehicle development started with the first gatherings and arrangements in September 2015.

The entire vehicle was designed by students. This paper discusses in detail process of design and development of the vehicle. This paper also describes team organization, business plan of the project and the production of the certain parts of the car. Design requirements for the construction of the car are regulated by the Rulebook of the Formula Student, which is in some aspects similar to the rulebook of Formula 1 competition. These requirements are described in the presented solution. Presented solution describes assessment of the vehicle spaceframe, engine modification, power transmission, pedal box, suspension, fuel tank, firewall, vehicle electronic systems and impact attenuator. Presented solution also describes production process and materials used in the process of vehicle construction.



## **Zahvale**

FSB Racing tim se zahvaljuje ljudima koji su pomogli u realizaciji projekta Strix:

Jurica Juriša

Dean Deković

Borna Kovarik

Mario Matuško

Pavao Barišić

Robert Keser

Sven Gorup

Martin Mikulčić

Matija Špoljar

Filip Merdić

Josip Osmakčić

Nikola Kraljić

Luka Kovačić

Josip Primorac

Ivan Matić

Tomislav Begić

Valentina Sertić

Ivan Šaban

Ante Brčić

Ivan Čveljo

Ana Vujasić

Matija Sviben