

Formula student - proračun čvrstoće prednjeg ovjesa

Đurinović, Ivan

Undergraduate thesis / Završni rad

2012

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:139626>

Rights / Prava: [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-03-25**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



1. Uvod

Formula student je natjecanje u konstruiranju i izradi trkaćeg automobila jednosjeda. Studentima pruža priliku da prikažu i razviju svoje znanje, vještine i entuzijazam na konkretnom projektu trkaćeg vozila. Imaju priliku objediniti sva znanja stečena tijekom studiranja, iskusiti rad u velikom timu i upoznati se s ekonomskom stranom konstruiranja.

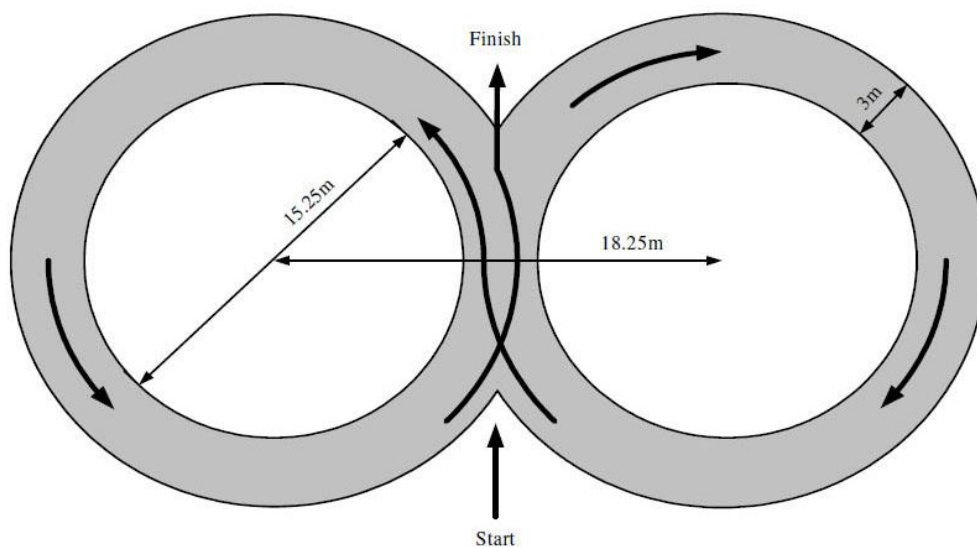
Organizirana natjecanja formule student počela su se održavati 1981 u Americi. U Europi se natjecanja organiziraju od 1996. godine. Danas u svijetu postoji više od 400 timova. Glavni promotor Formula student natjecanja je Ross Brown. Glavni ljudi na ovim natjecanjima su velika imena auto sporta i Formule 1. Samo natjecanje je podijeljeno u tri kategorije: u klasi jedan se natječu timovi s gotovim bolidom, klasa 2 timovi koji su napravili šasiju bolida i klasa tri timovi koji se natječu s projektom.

2006. i 2007. FSB Racing Team je sudjelovao na glavnom natjecanju održavanom u Engleskoj u klasi 1. S oba bolida se ostvario solidan rezultat, pri čemu su oba uspješno završila sve utrke. Tim je 2006. godine s bolidom FSB-RT01 "Kuna" osvojio 35. mjesto od 59 koji su završili natjecanje, dok su prijavljena bila 72 tima. 2007. godine s bolidom FSB-RT02 "Ris", osvojeno je 48. mjesto od 69 koji su završili natjecanje, a prijavljenih je bilo 84.

Za 2012. godinu se sprema novi bolid "Likos" s kojim se planiraju ostvariti još bolji rezultati u odnosu na prijašnje.

1.1 O natjecanju

Ideja natjecanja je osmisliti, konstruirati i proizvesti trkaći bolid prema strogim zahtjevima definiranim pravilnikom organizatora natjecanja ("2012 Formula SEA Rules"). Cilj je napraviti prototip vozila za fiktivnu tvrtku kojeg će oni izraditi u seriji od 1000 komada.



Slika 1. Skica staze za vožnju 'osmice' s glavnim mjerama [9]

Bitni faktori pri konstruiranju bolida su cijena izrade i njegove performanse. Da bi se sve navedeno moglo ostvariti potrebno je oformiti grupu studenata koja će moći riješiti sve, kako konstrukcijske tako i marketinške probleme na koje se nailazi prilikom ostvarivanja ovakvog projekta.

Natjecanje je podjeljeno na statički i dinamički dio. U statički dio spadaju analiza troškova i prezentacija bolida. Dinamički dio je sačinjen od vožnje osmice, utrke ubrzanja, autocrosa i utrke izdržljivosti.

Svrha izrade analize troškova i prezentacije bolida je sljedeća:

- naučiti studente da su cijene i općenito budžet pri radu na projektu bitni faktori u inženjerskom poslu,
- prisiliti studente na donošenje kompromisa pri konstruiranju odnosno na pronalazak rješenja imajući na umu budžet i performanse koje se žele ostvariti,
- stjecanje iskustva pri izradi i doručivanju troškovnika,
- stvoriti gupu ljudi koji će znati prezentirati svoj proizvod (bolid), kao najbolji i najkvalitetniji za ulagatelja, iz kojeg će on uspjeti ostvariti financijsku korist.

Na dinamičkom dijelu natjecanja se testiraju vozne karakteristike bolida. Na utrci ubrzanja se ispituje ubrzanje bolida. Samo ispitivanje se vrši na stazi duljine 75 m. Sposobnost i karakteristike bolida pri skretanju se ispituje u vožnji 'osmice' na poligonu prikazanom na slici 1. Utrka 'osmice' se vozi dva puta pri čemu mora doći do izmjene vozača nakon prve vožnje.

Upravlјivost vozila pri kočenju, ubravanju i skretanju se ispituje na utrci autocrosa, dok se na utrci izdržljivosti, uz sve ranije navedeno, ispituje trajnost i pouzdanost bolida. Utrka izdržljivosti se vozi 22 km pri čemu nakon 11 km dolazi do promjene vozača.

Cilj ovog rada je prikazati proces i sve relevantne čimbenike, koje je potrebno poznavati, prilikom izrade ovjesa za bolid Formule Student. Kao primjer je korišten ovjes bolida 'Likos' koji se u sklopu FSB Racing Team-a radi za natjecanje 2012. godine .

Konačna izvedba ovjesa mora zadovolјiti pravilnik natjecanja i treba biti optimalna za različite vrste utrka koje se voze na samom natjecanju.

Proces izrade ovjesa je sačinjen od sljedećih koraka:

- analiza potrebnih karakteristika i uvjeta u kojima će ovjes raditi,
- analiza postojećih rješenja problema,
- pronalazak idejnih rješenja za navedene probleme,
- vrednovanje idenih rješenja,
- razrada odabranog rješenja i izrada proračuna,
- izrada CAD modela ovjesa,
- izrada tehničke dokumentacije svih komponenti ovjesa.

1.2. Zahtjevi pravilnika koji se odnose na ovjes bolida

Pravilnik natjecanja ("2012 Formula SAE Rules") je podjeljen 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.

Zahtjevi koji moraju biti zadovoljeni prilikom konstruiranja ovjesa dani su u B djelu pravilnika u točkama 2 i 6.

1.2.1. Izvadak iz B dijela pravilnika ("2012 Formula SAE Rules")

B2.1

Vozilo mora imati 4 kotača koja se ne smiju nalaziti u istoj ravnini. Svi kotači moraju biti otvorenog tipa.

B2.3

Međuosovinski razmak mora biti veći od 1525 mm. Mjerenje međuosovinskog razmaka se vrši od kontaktne površine prednjeg do kontaktne površine stražnjeg kotača pri čemu svi kotači moraju biti usmjereni ravno naprijed u smjeru vožnje.

B2.4

Manji trag kotača ne smije biti kraći od 75 % većeg traga.

B6.1

Bolid mora biti opremljen potpuno funkcionalim ovjesom s amortizerima i oprugama na svakom kotaču. Hod kotača mora biti najmanje 50,8 mm (2 inča) odnosno 25,4 mm (1 inč) u svakom smjeru s vozačem u bolidu. Ukoliko neki od zahtjeva nije ispunjen, sudac ima pravo diskvalificirati bolid sa natjecanja.

Sve točke ovjesa moraju biti lako uočljive i pristupačne sudcu koji je zadužen za pregled vozila.

B6.2

Razmak između podvozja i podloge mora biti takav da ništa osim guma ne dođe u kontakt sa stazom. Namjerna ili slučajna kontakt bilo kojeg dijela bolida (osim guma) sa podlogom dovodi do trenutne diskvalifikacije sa svih utrka.

B6.3

Kotači bolida moraju imati promjer veći od 203,2 mm (8 inča).

Kotači pričvršćeni centralnom maticom moraju sadržavati i osiguranje protiv odvrtnjanja iste.

Bilo kakve vlastite izmjene na kotačima zahtjevaju dokumentaciju koja će dokazati da su provedeni svi potrebni proračuni prilikom izrade tih modifikacija.

B6.4

Svaka momčad mora posjedovati najmanje dva kompleta guma (8 guma).

Gume za suho moraju biti na bolidu prilikom prezentacije.

Gume za kišu :

- svaki uzorak žljebova gume mora bit opravdan dokumentacijom od strane proizvođača, bilo kakve vlastite preinake i izrade vlastitih žljebova na gumama su zabranjeni
- minimalna dubina žljeba je 2,4 mm

Bilo kakve vrste grijača guma su zabranjeni.

B6.5

Volan mora biti mehanički povezan sa kotačem.

Sustav skretanja mora imati sigurnosne odstojnike koji će onemogućiti blokiranje sustava. Sigurnosne distance mogu se nalaziti na nosačima rukavca ili na letvi volana i moraju sprječavati kontakt guma sa komponentama ovjesa i šasije pri bilo kojem položaju kotača.

Volan se usljed prisutnih zračnosti ili nepravilnosti u sustavu skreanja ne smije slobodno zakretati više od 7°.

Volan mora biti povezan sa osovinom, preko koje prenosi gibanje na letvu volana, pomoću sustava za brzo skidanje volana. Vozač mora moći brzo ukloniti volan u sjedećem položaju s rukavicama na rukama.

B6.7

Trag kotača i težište vozila moraju biti postavljeni tako da ne postoji opasnost od prevrtanja.

Svako vozilo bit će podvrgnuto testu prevrtanja, pri čemu se ne smije prevrnuti kad se nagne za 60° u odnosu na horizontalnu ravninu što približno odgovara bočnom ubrzanju od 1,7 G. Test se izvodi sa najvišim vozačem iz momčadi u bolidu.

2. Zahtjevi za ovjes vozila

Glavni faktori o kojima ovisi sposobnost bolida da ubrzava su: snaga raspoloživa na pogonskim kotačima, faktor trenja između gume i podloge, ukupna težina vozila, otpor kotrljanja, tromosti dijelova koje treba ubrzati.

Kočenje ovisi o istim faktorima kao i ubrzanje, samo što se umjesto snage na pogonskim osovima razmatra kočni sustav bolida (diskovi, kočne pločice, čeljusti...). Kod kočenja se snaga kočenja raspodjeljuje na sva 4 kotača za razliku od ubrzavanja gdje se snaga dovodi samo do pogonskih kotača.

Faktori o kojima ovisi sposobnost bolida da skreće su: bočna sila koju guma može podnijeti (ovisi o: geometriji ovjesa, transferu masa, veličini i karakteristikama guma), ukupna težina vozila, visina težišta vozila.

Faktori o kojima ovisi upravljivost bolida su: visina težišta, transferi masa, geometrija ovjesa, polarni moment tromosti bolida, krutost ovjesa i šasije, svojstva diferencijala, koeficijent trenja između gume i podloge.

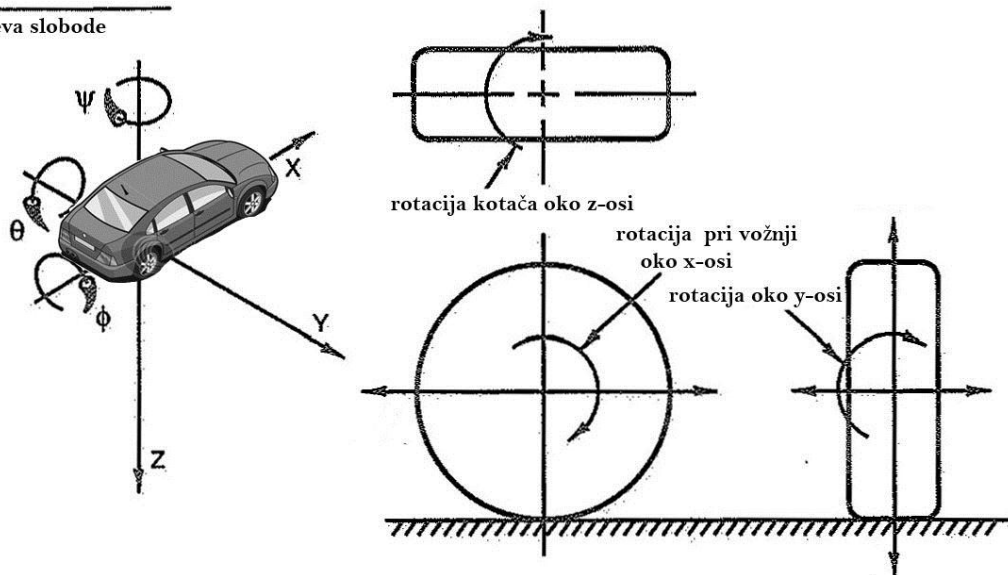
Ovjes mora što bolje zadovoljavati sljedeće zahtjeve: pouzdanost, što manja masa, što niže težište, mala cijena, mora zadovoljavati pravila natjecanja, mora biti omogućen lak pristup svim komponentama na bolidu, laka mogućnost podešavanja.

Sklop ramena i spona ovjesa ima svrhu određivanja puta kretanja kotača po točno određenoj krivulji. Svaki kotač, bez obzira na promjene u geometriji do koji dolazi prilikom njegova gibanja, ima fiksni put kretanja u odnosu na šasiju.

Da bi se omogućilo kotaču kretanje samo u jednom smjeru, mora mu se onemogućiti u ostalih 5 mogućih smjerova u prostoru. Svaki kotač dakle mora imati po jedan stupanj slobode. Da bi se to ostvarilo neovisni ovjes mora bit sačinjen od najmanje 5 sponi (svako A rame sačinjavaju 2 spone).

3 translacije
+3 rotacije

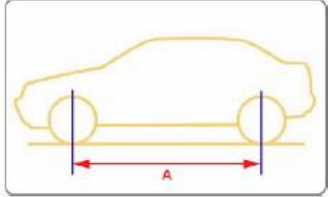
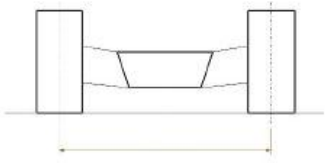
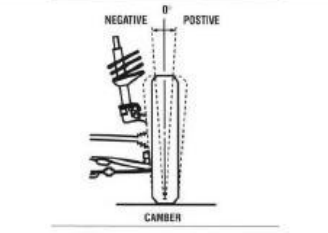
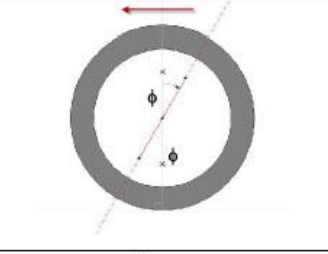
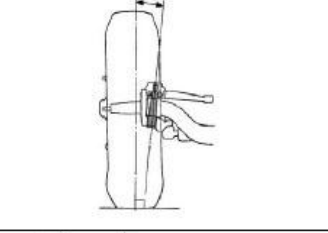
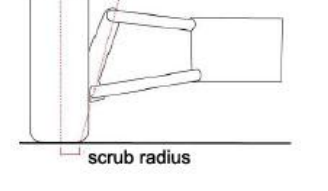
6 stupnjeva slobode

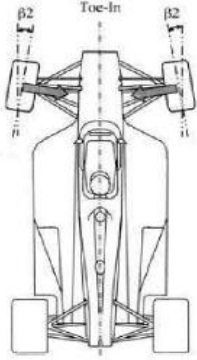
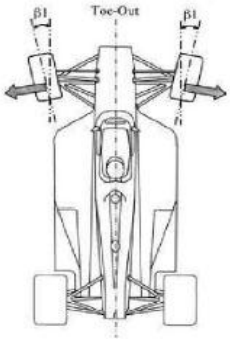
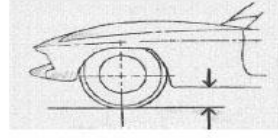
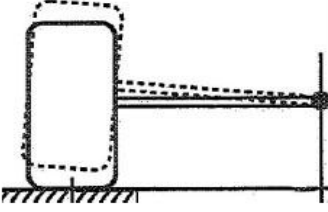
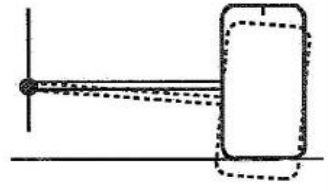
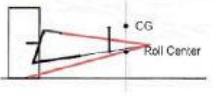
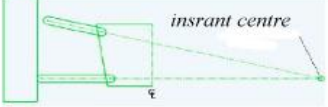


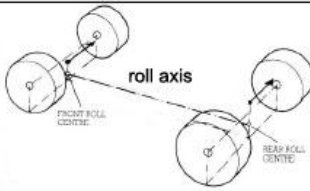

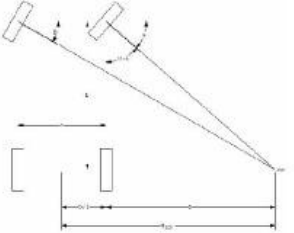
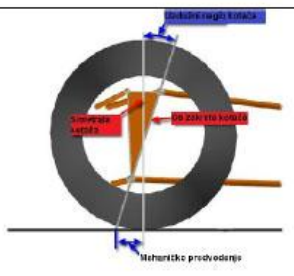
Slika 2. Stupnjevi slobode kotača i kordinatni sustav vozila [6]

2.1. Definicije pojmova vezanih za ovjes

Tablica 1. Definicije konstrukcijskih pojmova ovjesa [2]

Definicije konstrukcijskih pojmova			
Engleski	Hrvatski	Definicija	
Wheelbase	Međuosovinski razmak	Horizontalna udaljenost između središta naležnih površina prednjih i stražnjih kotača u pogledu (na vozilo) sa strane	
Track	Traga kotača	Horizontalna udaljenost središta naležnih površina lijevog i desnog kotača u pogledu (na vozilo) sprijeda	
Camber	Bočni nagib kotača	Kut između uzdužne središnje ravnine kotača i vektora okomitog na podlogu u pogledu (na kotač) sprijeda	
Caster	Uzdužni nagib osi zakreta kotača	Kut između osi zakreta kotača i vektora normale na podlogu u pogledu (na kotač) sa strane	
Kingpin inclination	Bočni nagib osi zakreta kotača	Kut između osi zakreta kotača i vektora normale na podlogu u pogledu (na kotač) sprijeda	
Scrub radius	Polumjer zakreta kotača	Udaljenost između probodišta osi zakreta kotača sa podlogom i vertikalne osi kotača	

Definicije konstrukcijskih pojmova			
Engleski	Hrvatski	Definicija	
Toe-in	Konvergencija kotača	<i>Zakret kotača prema središnjoj osi vozila gledano od gore (Prema SAE kut konvergencije ima negativnu vrijednost)</i>	
Toe-out	Divergencija kotača	<i>Zakret kotača od središnje osi vozila gledano od gore bez pomaka letve volana (Prema SAE kut divergencije ima pozitivnu vrijednost)</i>	
Ride height	Prohodnost vozila	<i>Vertikalna udaljenost najniže točke podnice od tla</i>	
Bump	Hod kotača u kompresiji	<i>Hod kotača prema gore pri nailasku na izbočenje ili prilikom valjanja nosive rešetke</i>	
Rebound	Hod kotača u ekstenziji	<i>Hod kotača prema dole pri nailasku na udubljenje ili prilikom valjanja nosive rešetke</i>	
Roll center	Središte valjanja	<i>Točka oko koje djeluje spreg ovyješanih i neovyješanih masa vozila</i>	
Instant center	Trenutačno središte rotacije	<i>Točka u kojoj se sijeku pravci koji prolaze kroz vodilice ovjesa</i>	

Definicije konstrukcijskih pojmova			
Engleski	Hrvatski	Definicija	
Roll axis	Os valjanja vozila	<i>Os oko kojeg djeluje spreg ovješениh i neovješениh masa vozila</i>	
Instant axis	Trenutačna os rotacije	<i>Pravac koji spaja prednja i stražnja trenutačna središta rotacije</i>	
Bump steer		<i>Promjena neupravljivog zakreta kotača u kompresijskom hod</i>	
Roll steer		<i>Promjena neupravljivog zakreta kotača kod promjene kuta valjanja vozila</i>	
Steer camber gain		<i>Promjena nagiba kotača pri skretanju</i>	
Roll camber gain		<i>Promjena nagiba kotača pri valjanju vozila</i>	
Slip angle	Kut klizanja	<i>Kut između osi kotača i smjera kretanja vozila gledano s gornje strane</i>	
Ackermann angle	Ackermannov kut skretanja	<i>Kut geometrije skretanja vozila</i>	
Mechanical trail	Geometrijsko predvođenje	<i>Uzdužna udaljenost probodišta osovinice/osi zakreta kotača od središta naležne površine kotača {u pogledu (na kotač) sa strane}</i>	
Pneumactical trail	Pneumatsko predvođenje	<i>Udaljenost točke u kojoj djeluje poprečna sila od središta naležne plohe</i>	

3. Gume

Gume su glavne komponente ovjesa koje omogućuju prijenos sila i momenata te omogućuju kontrolu i stabilnost vozila.

Kontaktom između podloge i gume javlja se trenje i posljedično sile potrebne za skretanje, kočenje i ubrzavanje bolida.

Negativne strane pneumatika su to što stvaraju otpor pri kotrljanju i uzdužnu komponentu otpora pri bočnoj deformaciji.

Ubrzanja koja bolid može ostvariti, bez obzira na njihov smjer, ovise isključivo o karakteristikama guma.

Koeficijent trenja je bedimenzijski broj koji predstavlja omjer bočne i normalne sile na kontaktnoj površini između gume i podloge. Ovisan je i o brzini, a može se povećati korištenjem različitih smjesa gume i poboljšanjem radnih uvjeta same gume (tlak, temperatura...).

$$\mu = \frac{F_y}{F_z} \quad [N]$$

F_y – bočna sila na kontaktu gume i podloge

F_z – normalna sila na kontaktu gume i podloge

3.1. Klizanje gume

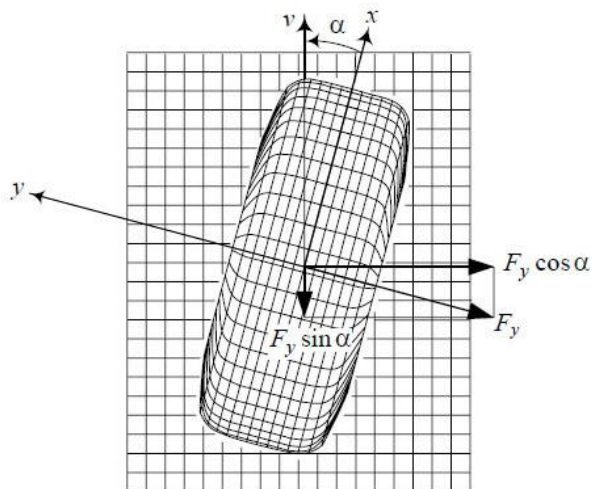
Postoje dvije različite vrste klizanja koji se javljaju kod guma za trkaće bolide. Jedno koje se ostvaruje u uzdužnoj ravnini gume (engl. */slip ratio/*) i drugo koji se ostvaruje u poprečnoj ravnini gume (engl. */slip angle/*).

3.1.1. Klizanje u poprečnoj ravnini gume

Klizanje u poprečnoj ravnini izazvano je bočnom deformacijom gume, a određuje ga kut klizanja (engl. */slip angle/*).

Kut klizanja pneumatika se definira kao kut između ravnine u kojoj se kotač vrti i stvarnog smjera gibanja kotača. Da bi bolid mogao promjeniti smjer odnosno ostvariti bilo kakvu bočnu silu, bez obzira na brzinu vožnje i radijus zavoja, na svakoj gumi se javlja kuta klizanja.

Sam kut je posljedica elastičnosti gume koja se deformira prilikom bočnog ubrzavanja. Isto tako, usljed pojave poprečne deformacije gume javlja se i uzdužna komponenta proporcionalna kutu klizanja. Ukupna sila koju guma u nekom trenutku prenosi na podlogu jednaka je vektorskom zbroju bočne i uzdužne komponente.

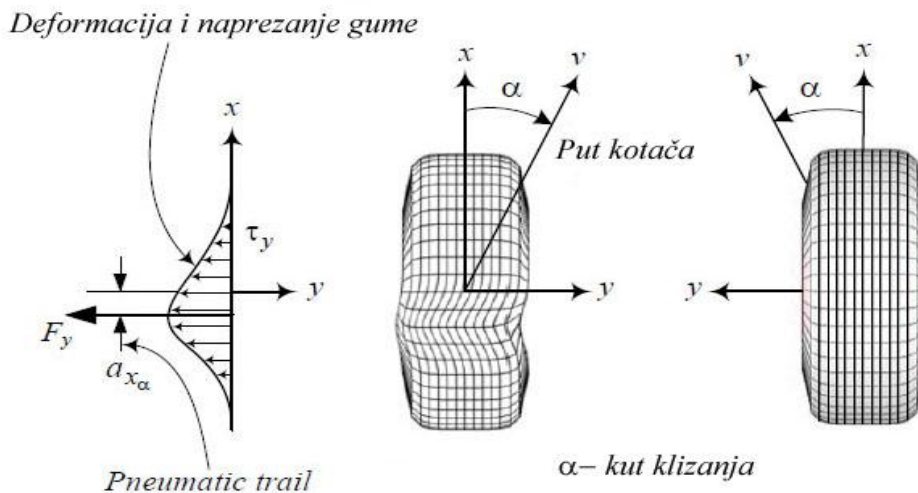


Slika 3. Komponente sile na gumi (uzdužna i poprečna) [7]

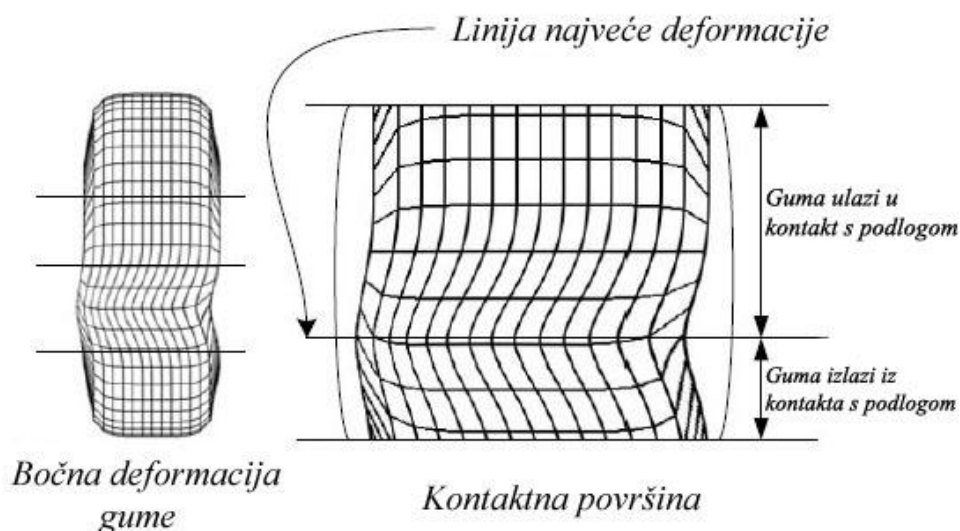
Prilikom skretanja, dio gume koji je u doticaju s podlogom, se opire promjeni smjera bolida i guma se u području kontakta sa podlogom deformira čime se ostvaruje određena centripetalna sila koja omogućuje bolidu da skreće.

Pri vožnji u kontakt s podlogom kontinuirano ulazi novi dio gume. Guma se zapravo počinje deformirati i prije nego fizički dođe u kontakt s podlogom što je posljedica njene krutosti. Sam proces deformacije gume se može podjeliti u 3 faze: deformacija ulaznog dijela gume, deformacija gume u kontaktu s podlogom i deformacija gume na izlazu iz kontakta s podlogom. Zbog svoje elastičnosti oslobađanje energije prilikom izlaska gume iz kontakta s podlogom je puno brže od one koja se ostvaruje njenom deformacijom pri ulasku u kontakt s podlogom.

Na krutost gume može se utjecati sa više prametara, pri čemu je najvažniji faktor tlak.



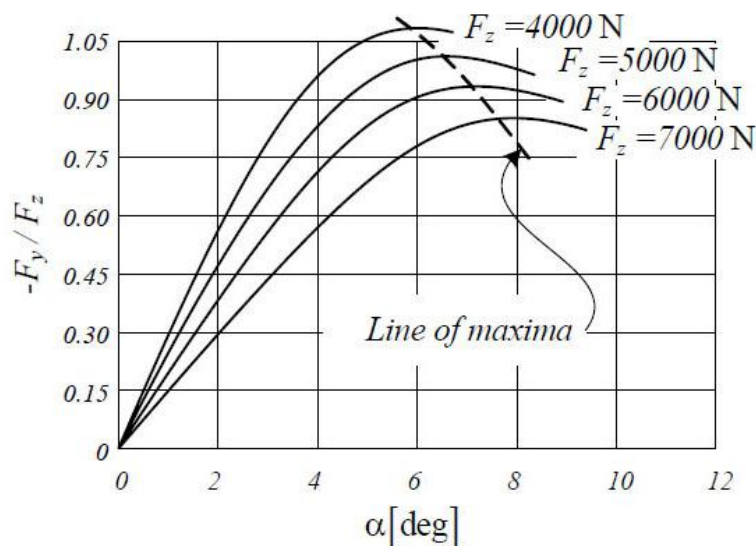
Slika 4. Naprezanja usljed bočne deformacije gume [7]



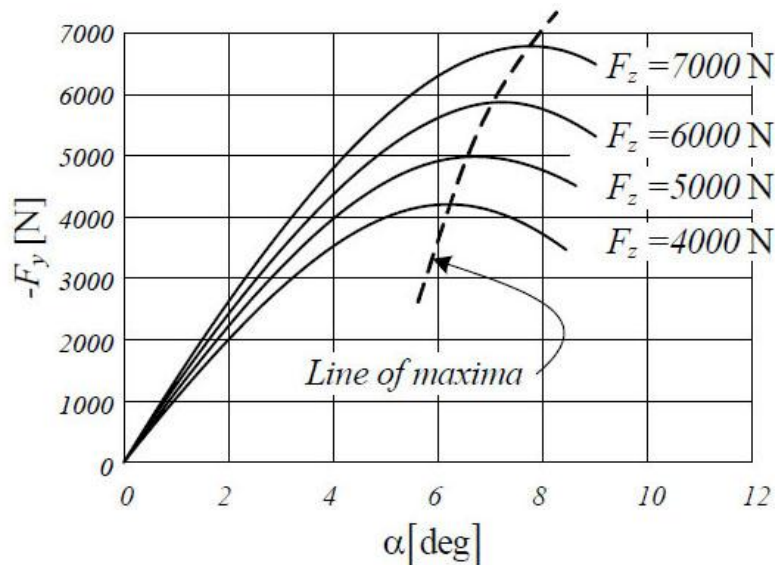
Slika 5. Deformacija kontaktne površine gume [7]

Bitno je naglasiti da koeficijent trenja varira s promjenom kuta klizanja tj. ostvariva bočna sila gume ovisi o samom kutu klizanja.

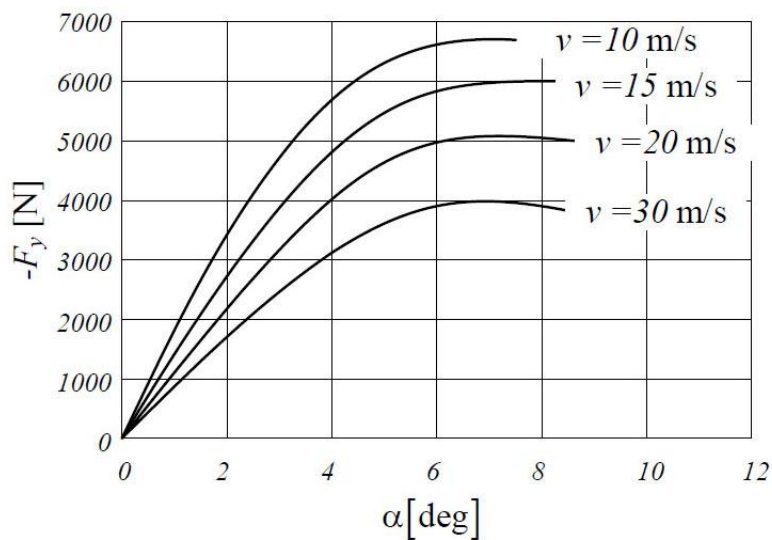
Koeficijent trenja (bočna sila) se povećava povećanjem kuta klizanja sve do točke najveće vrijednosti koeficijenta trenja za ostvarenu vertikalnu silu, nakon koje daljnjim povećanjem kuta klizanja koeficijent trenja počinje opadati. Upravo ta najveća vrijednost koeficijenta trenja na krivulji određuje koliko bočne sile mogu gume preneti na podlogu. Što je krivulja položajija nakon ostvarivanja najveće vrijednosti koeficijenta trenja, tj. što je njezin pad sporiji sa povećanjem vrijednosti kuta klizanja, to će biti lakše kontrolirati bolid u tim rubnim uvjetima rada gume. Povećanjem brzine ostvariva bočna sila pri određenom kutu klizanja opada, odnosno koeficijent trenja se smanjuje. Pri većim brzinama potrebno je zato ostvariti veći kut klizanja da bi se generirala ista bočna sila. Ova pojava nije od velikog značenja, pošto dolazi do malog opadanja koeficijenta trenja unutar brzina koje se postižu na natjecanju Formule student.



Slika 6. Odnos koeficijenta trenja i kuta klizanja [7]



Slika 7. Odnos bočne sile i kuta klizanja [7]



Slika 8. Ovisnost ostvarive bočne sile o brzini vožnje [7]

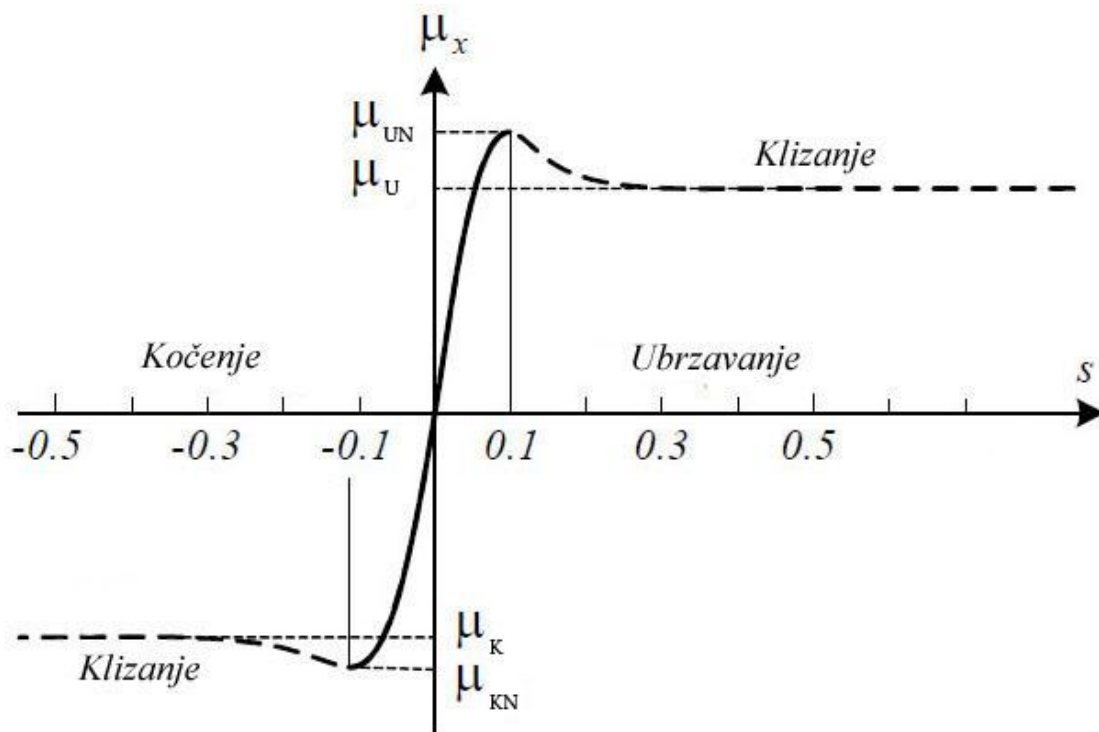
U linearnom djelu krivulje s povećanjem kuta klizanja povećava se i elastična deformacija same gume i to u djelu koji je u doticaju s podlogom. Nešto prije dolaska krivulje do maksimalne vrijednosti koeficijent trenja (kraj linearnog dijela) guma gubi mogućnost daljnje deformacije i dio gume u kontaktu s podlogom počinje proklizavati. Daljnjim povećanjem kuta (nelinearno područje krivulje oko najveće vrijednosti) povećava se površina gume koja proklizava sve dok ne dođe do proklizavanja cijelog djela gume u kontaktu s podlogom. U tom intervalu, u kojem dio kontaktne površine gume počinje proklizavati i u kojem cijela površina proklizava, koeficijent trenja ostvaruje najveću vrijednost.

Najveća deformacija se ostvaruje u stražnjem predjelu kontaktne površine u kojem guma izlazi iz kontakta s podlogom. Upravo u tom trenutku u kojem je deformacija najveća, a pritisak usljed normalne sile počinje opadati najprije dolazi do proklizavanja prilikom povećanja kuta klizanja. Bitno je napomenuti da čak i kad se prijeđe najveća vrijednost koeficijenta trenja na krivulji, tj. kad već cijela kontaktna površina proklizuje, guma i dalje ostvaruje bočnu silu.

3.1.2. Klizanje u uzdužnoj ravnini gume

Kod uzdužnog ubrzavanja javlja se proklizavanje djela gume u kontaktu s podlogom. Postotak dijela kontaktne površine koja proklizava (engl. *slip ratio*) karakterizira gumu u istom pogledu kao kut klizanja kod bočnog ubrzanja. Princip ostvarivanja uzdužne sile je sličan onom kod ostvarivanja bočne komponente.

Kao i kod kuta klizanja guma će najveću uzdužnu silu ostvarivati pri nekom postotku klizanja kontaktne površine (s). Povećanjem postotka proklizavanja, nakon ostvarivanja najvećeg koeficijenta trenja, doći će do postupnog opadanja krivulje i samim time ostvariva uzdužna sila će biti manja.



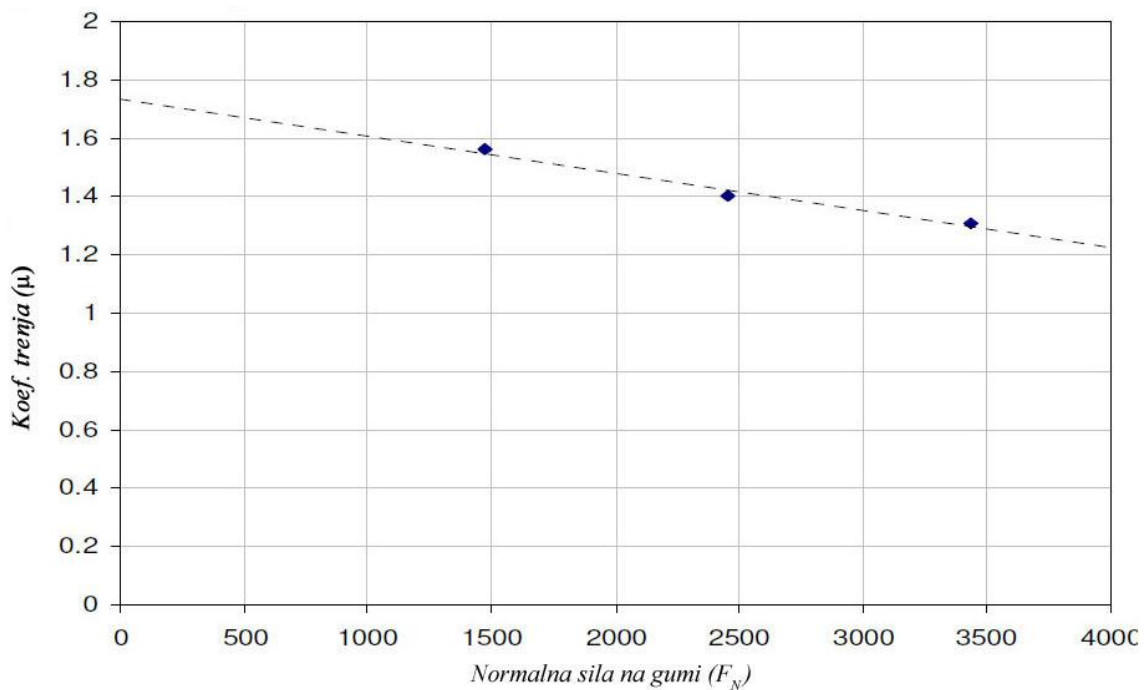
- μ_{UN} – najveća vrijednost koeficijenta trenja prilikom ubrzavanja
- μ_U - ustaljena vrijednost koeficijenta trenja prilikom ubrzavanja
- μ_{KN} - najveća vrijednost koeficijenta trenja prilikom kočenja
- μ_K - ustaljena vrijednost koeficijenta trenja prilikom kočenja

Slika 9. Ovisnost koeficijenta trenja o postotku uzdužnog klizanja (s) [7]

3.2. Normalna sila na gumi

Koeficijent trenja gume blago opada s povećanjem normalne sile kojom djeluje na podlogu. Njegovim opadanjem ostvariva bočna i uzdužna sila gume se povećavaju, a samim time raste i ostvarivi maskimalni kut klizanja.

Do opadanja koeficijenta trenja dolazi zbog toga što povećanjem normalne sile raste i pritisak u kontaktnoj površini između gume i podloge. Porastom tlaka na gumu, opada i njena mogućnost preuzimanja sila koje se ostvaruju u kontaktnoj površini gume i podloge (sposobnost deformiranja), a samim time se smanjuje i koeficijent trenja. Taj odnos je opisan krivuljom koja nije pravac već parabola. Iako i krivulja (ostvarene sile na gumi i normalne sile) doseže svoju najveću vrijednost, nakon čega ostvariva sila na gumi počinje opadati, ukoliko se guma koristi u skadu sa njezinom namjenom danom od strane proizvođača do tih maksimalnih vrijednosti se ne bi trebalo doći.



Slika 10. Ovisnost koeficijenta trenja o normalnoj sili na gumi [1]

Iz tog proizlazi bitan zaključak da iako je ukupna težina promatrane osovine ista i nakon poprečnog tranfera mase s unutaršnjeg na vanjski kotač, taj par kotača će ostvarit manju ukupnu bočnu silu u odnosu na osovinu iste težine s jednako opterećenim kotačima (bez transfera mase). Zbog toga bilo kakav transfer mase, bio on uzdužan ili poprečan, mora bit sveden na minimum kako bi se mogle ostvarit što veće sile u kontaktu djelu gume i podloge, a samim time i veće brzine vožnje bolida kroz zavoje.

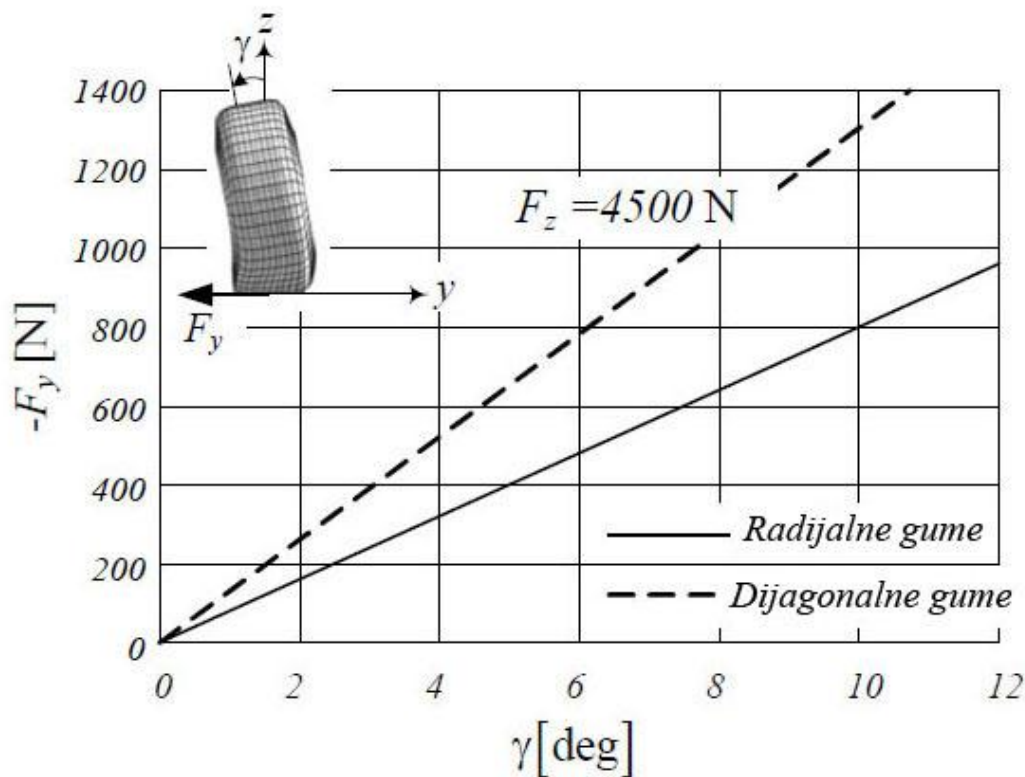
3.3. Bočni nagib kotača i njegov utjecaj na sile koje ostvaruje guma

Bočni nagib kotača (engl. /camber angle/) je definiran kao kut između ravnine u kojoj se nalazi kotača i vertikalne ravnine (okomite na podlogu). Promjena nagiba ovisi isključivo o dužinama dvaju ramena koja definiraju krivulju kretanja kotača.

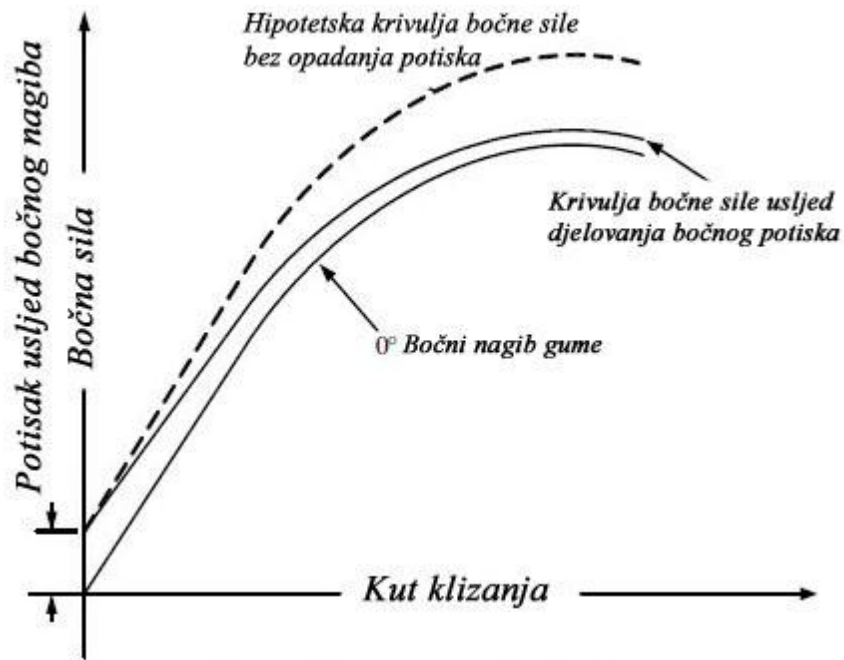
Koeficijent trenja i bočna sila gume variraju u ovisnosti o bočnom nagibu kotača. U pravilu najveća bočna sila u zavoju se ostvaruje pri manjoj vrijednosti negativnog nagiba (kotač nagnut prema bolidu). Razlog tomu je pojava bočnog potiska izazvana prisilnom deformacijom gume zbog naginjanja kotača. Ta pojava je posebno izražena u linearnom djelu deformacije gume. Ako je na kotaču prisutan negativni bočni nagib tad će ta sila djelovati u smjeru nagiba kotača i ostariva bočna sila će biti veća. Deformacija gume u poprečom smjeru doseže najveće vrijednosti u stražnjem dijelu kontaktne površine gdje je normalna sila koja djeluje na gumu mala. Najveća deformacija na gumi izazvana bočnim nagibom je pak najveća u središnjem dijelu kontaktne površine gdje normalna sila ima najveću vrijednost. Upravo zbog toga će do pojave proklizavanja teže doći u središnjem dijelu kontaktne površine i proklizavanje će nastupiti pri većoj bočnoj sili.

Kod radijalnih guma ta pojava je nešto slabije izražena nego kod dijagonalnih jer su bokovi gume fleksibilniji i manje krutosti što ne pogoduje ostvarivanju bočnog potiska.

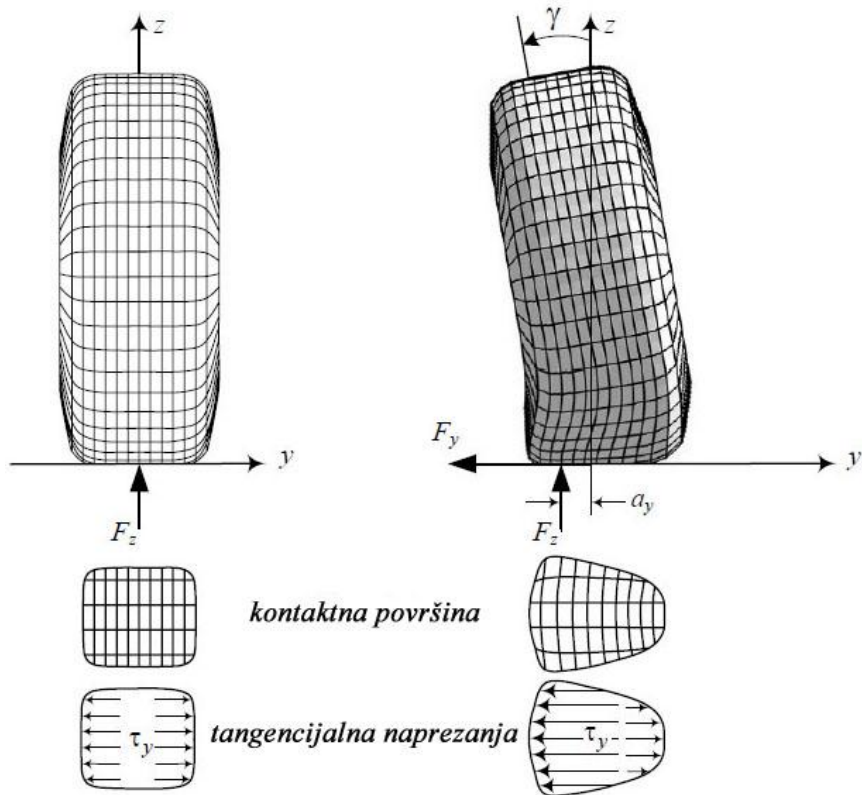
S druge strane radijalne gume imaju veću uzdužnu krutost, što znači da će za isto bočno opterećenje ostvariti manji kut klizanja od dijagonalnih guma.



Slika 11. Ovisnost bočne sile o kutu bočnog nagiba kotača (negativni kut) [7]



Slika 12. Povećanje ostvarive bočne sile usljed bočnog potiska [6]



Slika 13. Izgled i naprezanja u kontaktnim površinama gume sa i bez bočnog nagiba [7]

3.4. Temperatura gume

Svaki proces u kojem postoji trenje je povezan na neki način s temperaturom budući da trenje proizvodi toplinu. Dio energije potrošene na deformiranje gume u kontaktu s podlogom se njenim izlaskom iz tog kontakta pretvara u toplinu, pri čemu određena količina topline prelazi na gumu, a dio se predaje okolini. U savršenim okolnostima temperatura gume bi trebala rasti do njene optimalne vrijednosti nakon čega bi se stabilizirala. U praksi to nije tako budući da na temperaturu gume utječu brojni faktori između kojih ne postoji mogućnost ostvarivanja idealnog odnosa, već je sve stvar kompromisa.

Ako guma nije zagrijana na optimalnu temperaturu, ostvareni koeficijent trenja će bit premali, dok će u slučaju pregrijane gume postojati opasnost od njenog intenzivnog trošenja izazvanog previsokim temperaturama. Zbog toga je potrebno posebnu pažnju posvetiti odabiru bočog nagiba kotača, tlaka i smjese gume.

3.5. Tlak u gumama

Krutost gume se izražava pomoću omjera bočne sile i kuta klizanja. Povećanjem i smanjenjem tlaka u gumi isto tako povećavamo i smanjujemo njenu krutost. Različitim tlakovima u stražnjim i prednjim gumama može se postići efekt pod/preupravljivosti bolida.

Prevelik tlak u gumama dovodi do pretvrde gume što znači da će doći do neravnomjernog trošenja kontaktne površine i smanjenja ostvarive sile u gumi. Isto tako povećava se i opružna karakteristika gume što u kombinaciji s već tvrdim oprugama nije poželjno.

S druge strane premali tlak će dovesti do prevelikog trošenja djela gume uz njene bokove, veću deformaciju prilikom kotrljanja (veći otpor i temperatura gume) i do teže upravljivosti.

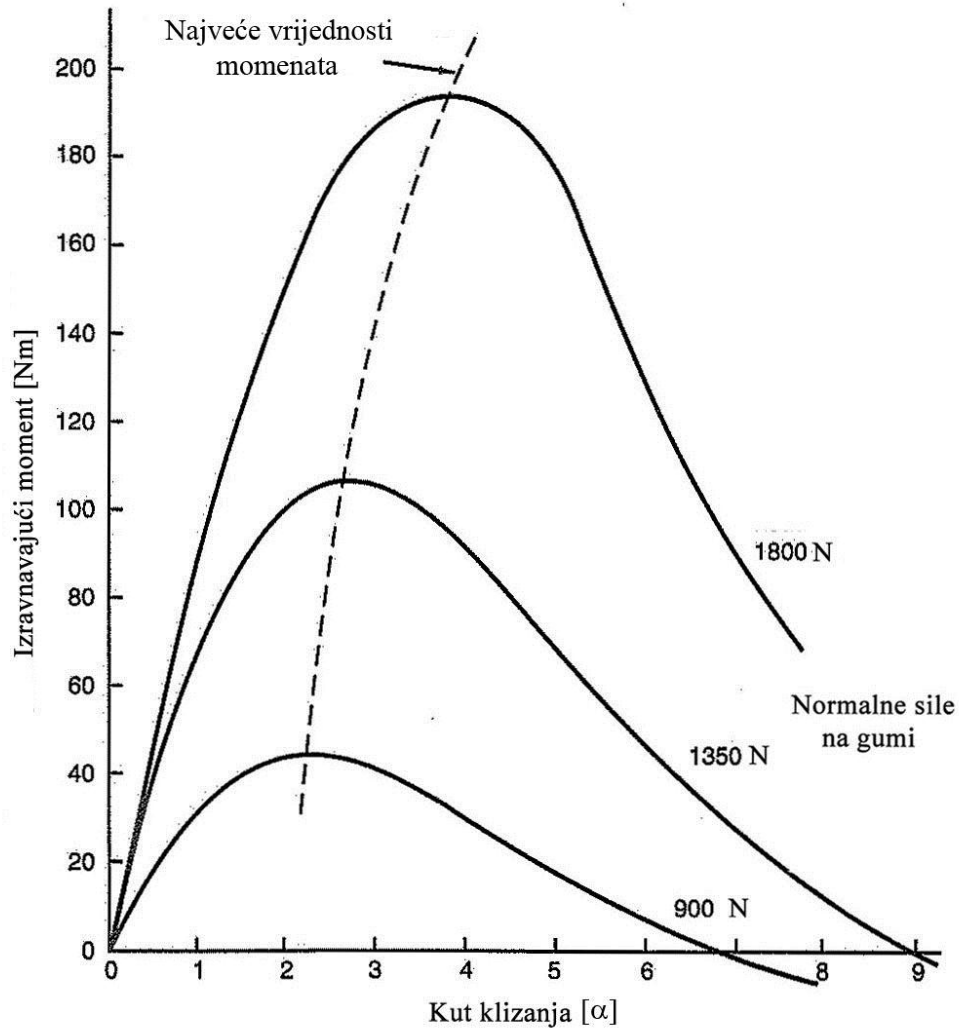
Testiranja su pokazala da se optimalni uvjeti vožne ostvaruju pri tlaku koji je bliže donjoj dopuštenoj granici određenoj od strane proizvođača guma.

3.6. Pneumatical trail

Prilikom kotrljanja bočno opterećene gume, točka djelovanja najvećeg opterećenja nije u sredini kontaktne površine već je zamaknuta unazad prema području gdje guma izlazi iz kontakta s podlogom. Do te pojave dolazi zbog elastične deformacije gume.

Budući da koncentrična sila u tom slučaju djeluje oko kraka, stvara se moment koji pokušava izravnati gumu u smjeru u kojem će se vozilo pravocrtno gibati. Taj izravnavajući moment je ovisan o kutu klizanja kako je i prikazano u primjeru grafa [Slika 13]. Moment najveću vrijednost poprima pri približno dvostruko manjem kutu klizanja od onog pri kojem se ostvaruje najveća bočna sila na gumi.

Engl. /pneumatical trail/ se na gumama koje se koriste za natjecanje Formule Student kreće do vrijednosti od 20-30 mm.



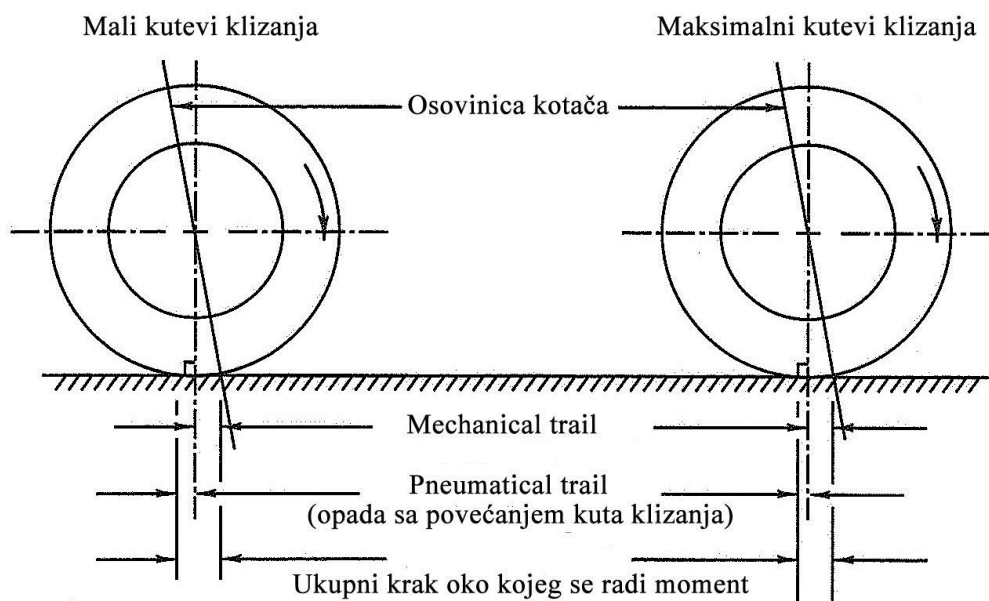
Slika 14. Izravnavaajući moment usljed bočne deformacije gume [6]

3.7. Mechanical trail

Jedan od načina za ostvarivanje samoizravnavajućeg momenta je integriranjem uzdužnog nagiba osovinice kotača (engl./caster/) u geometriju ovjesa ili pomicanjem osovinice kotača (gledano s boka) ispred kontaktne površine gume i podloge.

Suma momenata koji se ostvaruju preko krakova usljed deformacije gume i nagiba osovinice kotača daju ukupni samoizravnavaajući moment.

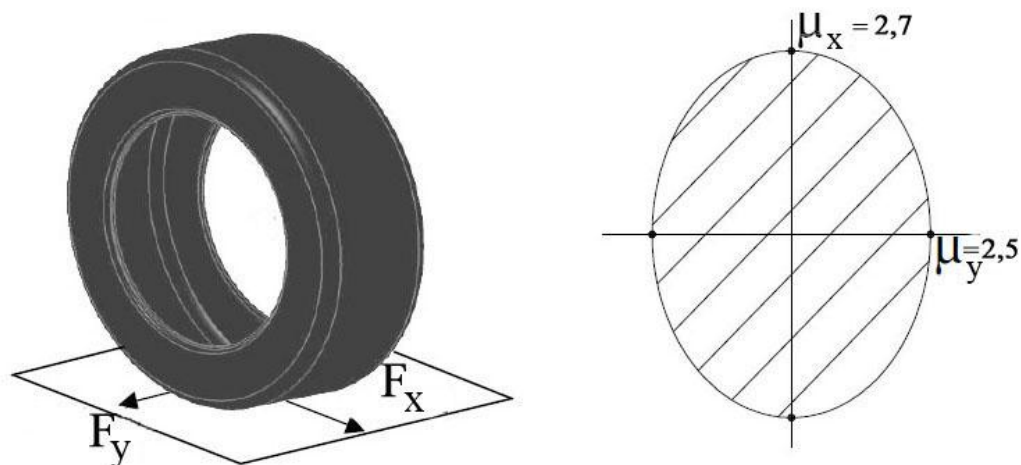
Engl. /mechanical trail/ ne smije biti bitno veći od pneumatskog kraka kako bi vozač mogao osjetiti kad guma dolazi u područje maksimalne ostvarive bočne sile. Ukoliko je dužina kraka ostvareog uzdužnim nagibom osovinice prevelika, vozač neće osjetiti smanjenje samoizravnavajućeg momenta usljed bočne deformacije gume koji opada s povećanjem kuta klizanja.



Slika 15. Pneumatical i mechanical trail [6]

3.8. Krug trenja gume

Mogućnost gume da prenese udužnu i bočnu silu na podlogu može se prikazati pomoću kruga trenja gume. U stvarnosti se radi o elepsi budući guma može prenjeti nešto veću uzdužnu silu od bočne na podlogu. Pomoću dijagrama trenja možemo odrediti koliku najveću silu guma može prenjeti na podlogu u uzdužnom, bočnom ili u kombinaciji oba u smjera.



Slika 16. 'Krug trenja' gume za bolid 'Likos' [1]

Primjer ostvarenih ubrzanja bolida na natjecanju Formule Student:

Maksimalno uzdužno ubrzanje (ubrzanje): 1,24G

Maksimalno bočno ubrzanje: 1,5 G

Maksimalno uzdužno ubrzanje (kočenje) :1,6 G

3.9. Gume i naplatci za bolid Likos

Koriste se 4 jednake gume proizvođača 'Hoosier', dimenzija 20,5x7-13 (178/54 R13).

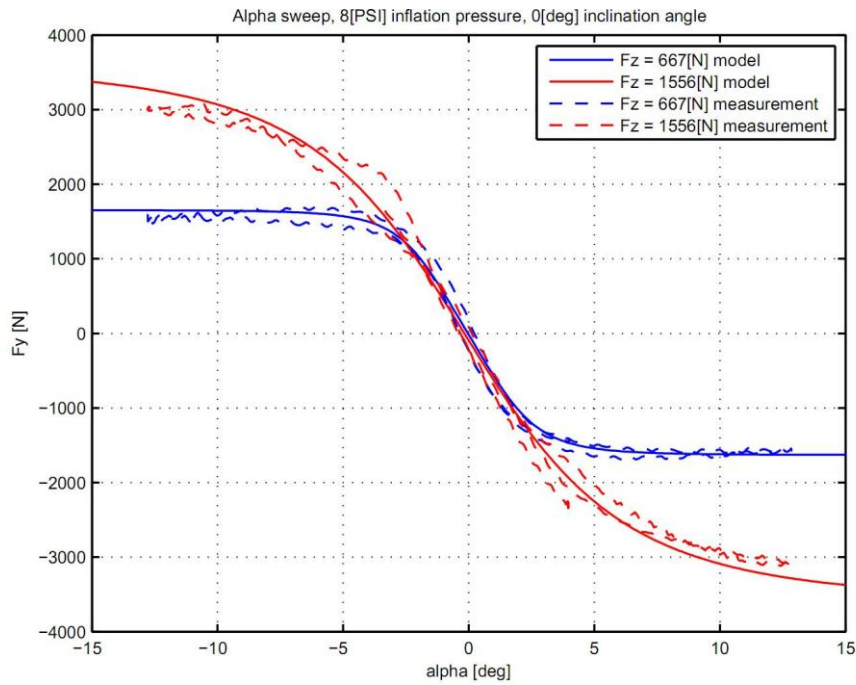
Stražnje gume su istih dimenzija kao i prednje jer veće stražnje gume znače i veću masu koju je potrebno ubrzati, a i povećava se količina gume koju je potrebno zagrijati na radnu temperaturu. Druga prednost istih guma je i mogućnost zamjene prednjih i stražnjih usljed bržeg trošenja onih na pogonskim kotačima.

Za naplatke su odabrani 'Braid Formrace' dimenzija 13x6 (in.). Kriteriji pri odabiru naplataka su bili odgovarajući profil, ET (18 mm), težina i cijena.

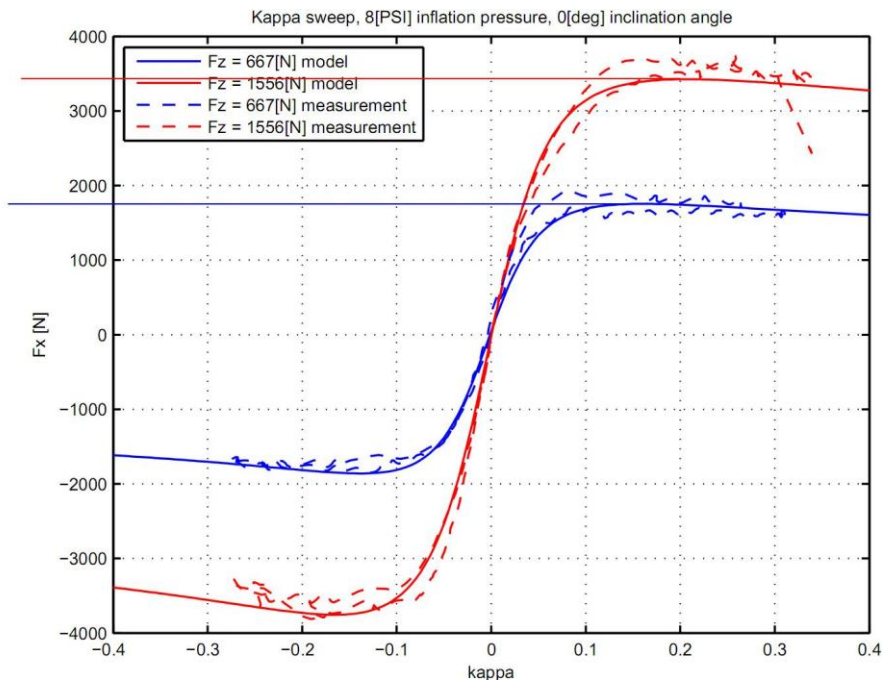
Profil i ET (udaljenost naslona glavčine u odnosu na središnju ravninu naplatka) su bili bitni zbog potrebe ugradnje i pozicioniranja sklopa nosača rukavca unutar naplatka, po čemu su ovi naplatci odgovarali našoj konstrukciji i geometriji ovjesa. Prednost ovih naplataka, u odnosu na druge, je bila i masa od 3,4 kg.



Slika 17. Gume i naplatci korišteni na bolidu 'Likos'



Slika 18. Krivulja bočne sile u ovisnosti o kutu klizanja za gume 'Likosa' [5]



Slika 19. Krivulja uzdužne sile u ovisnosti o postotku klizanja za gume 'Likosa' [5]

4. Transferi mase

Budući da su ubrzavanje, usporavanje, skretanje, odziv i upravljivost glavni faktori o kojima ovise performance bolida ,a svi oni ujedno ovise o i težini, očigledno je da je njena uloga jedna od bitnijih kod projektiranja trkaćeg bolida.

4.1. Ovješena/neovješena masa

Dio ukupne mase bolida koji nije ovješena na oprugama je neovješena masa. Sačinjavaju je gume, felge, sklop kočnica, glavčine i približno polovica težine ramena, opruga i amortizera.

Neovješena masa mora biti što manja kako bi ju se lakše moglo kontrolirati oprugama i amortizerima i kako bi gume uvijek bile u kontaktu s podlogom.

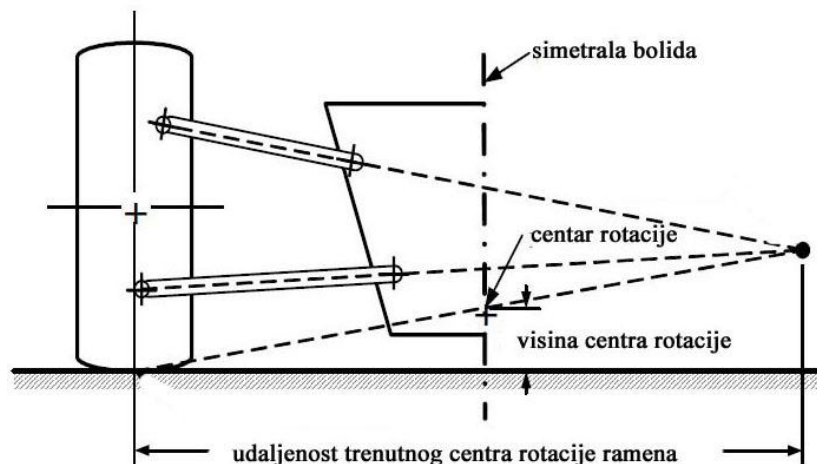
Dio ukupne mase vozila koja je ovješena preko opruga je ovješena masa. Sačinjavaju je šasija, motor, mjenjač, diferencijal, sjedalo itd. Kako bi transferi masa bili što manji i da bi bolid bio što lakše upravljiv i boljih performansi, ovješena masa mora biti što manja.

Sile na kotaču prilikom nailaska na neravninu kod F1 iznose oko 10G, što znači da će opterećenje ovjesa biti 10 puta veće od onog pri statičkom stanju. Kod trkaćih automobila prosječna vrijednost ubrzanja prilikom nailaska kotača na neravninu je 5 G.

Za potrebe proračuna ovjesa bolida Likos pretpostavljeno je da takvo opterećenje neće biti veće od 2G. Glavni razlozi su što aerodinamika ima zanemariv utjecaj na vertikalne sile kotača, a i brzine su razmjerno male u odnosu na F1 i trkaće automobile.

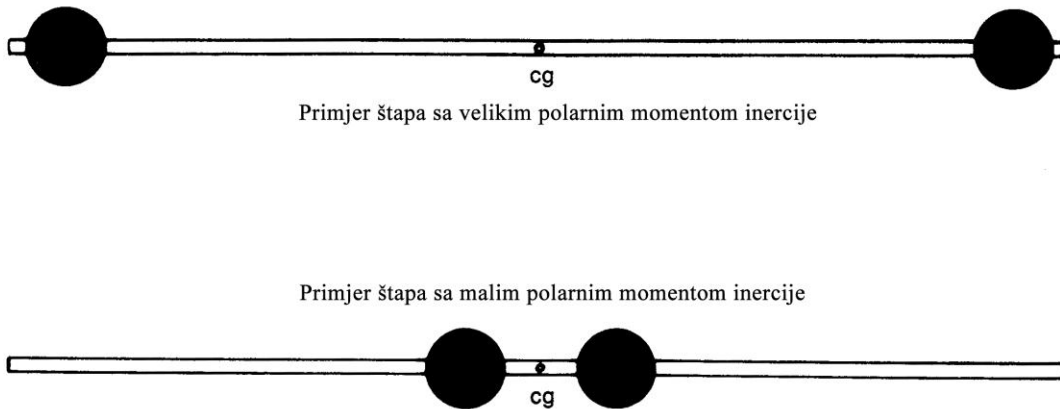
4.2. Težište, centar rotacije i polarni moment

Težište je točka oko koje su sve mase međusobno u ravnoteži. Sva ubrzanja koja djeluju na vozilo se promatraju kroz težište vozila. Centar rotacije (engl./roll center/) je točka u poprečnoj ravnini vozila, prednje ili stražnje osovine, oko koje će se ovješena masa rotirati pod utjecajem centrifugalne sile. To je ujedno i točka kroz koju djeluju rezultantne sile u gumama na šasiju, a određena je geometrijom ramena preko kojih djeluje. Prilikom gibanja ovjesa položaj centra rotacije se konstantno mijenja. Prosječna vrijednost kuta njihanja je kod cestovnih automobila 5 stupnjeva, dok se kod trkaćih bolida ta vrijednost kreće do 2 stupnja.



Slika 20. Određivanje centra rotacije bolida [4]

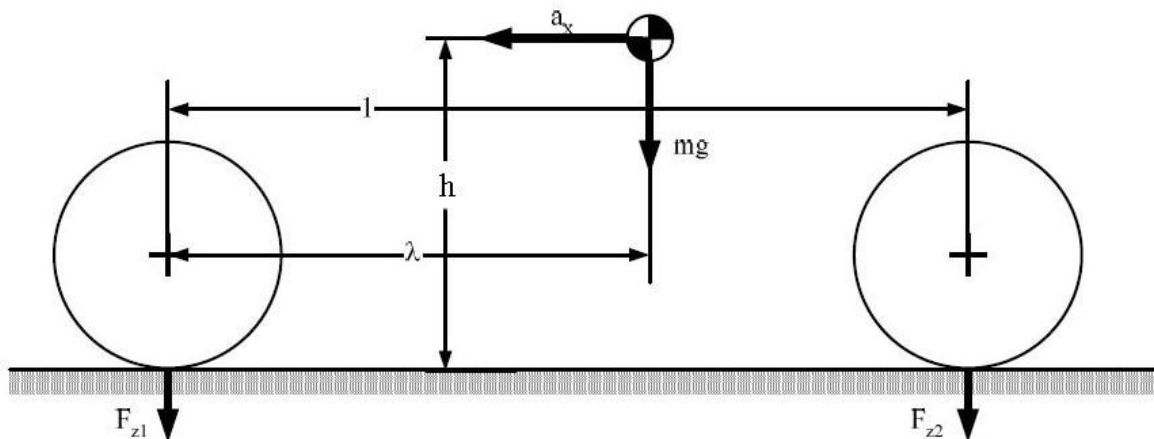
Bolid sa malim polarnim momentom inercije će ostvarivati manji otpor pri promjeni smjera prilikom skretanja. Samim time upravljivost i odziv vozila će biti poboljšani. Manji polarni moment smo ostvarili pomicanjem svih težih djelova što bliže težištu bolida.



Slika 21. Usporedba štapova istih masa i različitih polarnih momenata tromosti [4]

4.3. Uzdužni transfer mase

Uzduži transfer mase se ostvaruje prilikom ubrzavanja i kočenja bolida. Svako ubrzanje, bilo ono negativno ili pozitivno, djeluje kroz težište bolida. Budući da se težište nalazi na određenoj udaljenosti od podloge, svako ubrzanje će dovesti do transfera mase. Ukupna težina bolida se ne mijenja. Količina mase koja će se uzdužno transferirati ovisi o masi vozila, visini težišta (u odnosu na podlogu), ostvarenom ubrzanju i međuosovinskom razmaku.



Slika 22. Parametri potrebni za izračun uzdužnog transfera mase [9]

Uzdužna sila:

$$F_x = m \cdot a \quad [\text{N}]$$

Ukupni uzdužni transfer težine:

$$\text{Ukupni uzdužni transfer težine} = \frac{a \cdot m \cdot h_t}{l} \quad [\text{N}]$$

m – masa vozila

a – ostvareno uzdužno ubrzanje

h_t – visina težišta u odnosu na podlogu

l – međuosovinski razmak

Uzdužni transfer težine je posebno nepovoljan kod kočenja jer se dodatno opterećuju prednji kotači koji moraju moći prenjeti veliku kočnu silu na podlogu. Kočenje je zato efikasnije kad su sve gume što jednoličnije opterećene. Da bi se to ostvarilo poželjno je da težište bude što niže i bliže stražnjoj osovini kod bolida sa stražnjim pogonom, gdje su sve 4 gume iste. Takav položaj težišta pogoduje i dobrom ubrzavanju tj. ostvarivanju veće vučne sile na stražnjim pogonskim kotačima budući da je na stražnje kotače tad oslonjen veći dio težine bolida.

Isto tako sabijanjem prednjih opruga i amortizera kotači ostvaruju negativni bočni nagib što dodatno samnjuje ostvarivu silu između podloge i gume. Prilikom sabijanja amortizera ,usljed transfera mase, dolazi i do poprečnog pomicanja kotača (promjene traga) što povećava trošenja guma. Ukoliko prilikom naglog kočenja bolid naleti na narevninu postoji opasnost od potpunog iskorištenja hoda amortizera ili opruge popraćenog udarnim opterećenjem što može izazvati ozbiljnija oštećenja na ovjesu bolida.

Ukoliko je prisutno preveliko poniranje nosa bolida ono se može smanjiti povećanjem krutosti prednjih opruga i/ili povećanjem visine prednjeg kraja u odnosu na podlogu. Isto se može postići i primjenom ‘anti dive’ karakteristike prednjeg ovjesa.

4.3.1. ‘Anti’ značajke ovjesa

‘Anti’ značajke ovjesa ne smanjuju transfer težine koji se ostvaruje prilikom uzdužnog ubrzanja bolida već određeni postotak te transferirane mase preuzimaju ramena ovjesa ,a ne opruge . ‘Anti’ značajke mogu generirati vertikalnu silu samo ako postoji i horizontalna sila na gumi. Uzdužni transfer mase prilikom kočenja ili ubrzanja ovisi o međuosovinskom razmaku, visini težišta i ubrzanju.

Ako ramena preuzimaju moment kočenja (vanjske kočnice) tada se ‘anti’ karakteristike računaju sa trenutnim centrom rotacije u odnosu na kontaktnu površinu kotača i podloge.

Ukoliko ramena ne preuzimaju moment kočenja (kočnica na diferencijalu) tad se ‘anti’ karakteristike računaju u odnosu na trenutni centar rotacije i simetralu kotača paralelnu s podlogom.

Kod bolida sa stražnjim pogonom postoje 3 mogućnosti za ‘anti’ karakteristike ovjesa: ‘anti dive’, ‘anti lift’ i ‘anti squat’.

Dva su načina za ostvarivanje ‘anti dive’-a prednjeg ovjesa. Prvi oblik koristi ostvareni kočioni moment preko ramena orednjeg ovjesa koja se tada zakreću u smjeru težišta (gledano s boka). Ukoliko se točka sjecišta pravaca prednjih ramena nalazi na pravcu koji prolazi kontaktnom površinom gume i težištom bolida, ostvaren je 100% -tni ‘anti dive’. Za 50%-tni ‘anti dive’

pravac na kojem se nalazi sjecište pravaca prednjih ramena i točka kontakta gume i podloge mora sjeći dužnu visine od podloge do težišta točno na pola.

Druga metoda podrazumjeva paralelna prednja ramena koja se onda rotiraju zajedno za neki određeni kut. Kako bi se ostavrio 100% ‘anti-dive’ ramena moraju bit paralelna sa pravcem koji povezuje težište sa točkom kontakta podloge i gume.

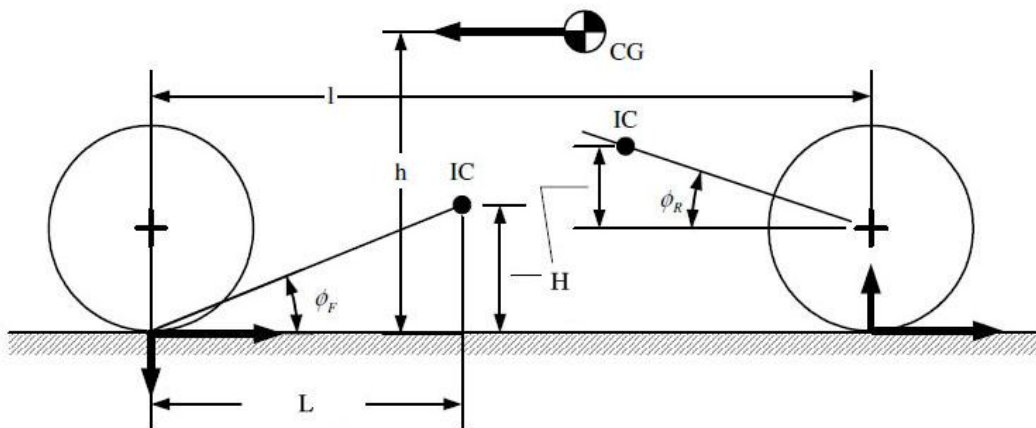
Negativna strana takvog ovjesa je njegova krutost i manja osjetljivost na neravnine koje uzrokuju vertikalno gibanje ovjesa. Smanjuje mu se mogućnost apsorpiranja neravnina na podlozi što posebno dolazi do izražaja ako bolid prilikom kočenja naleti na neravninu.

Isto tako dolazi i do povećanja uzdužnog nagiba osovinice kotača na prednjim kotačima prilikom gibanja ovjesa što dodatno otežava upravljivost bolida. Upravo zbog tih nedostataka i zanemarivog poniranja bolida, odlučeno je da se koriste ‘anti’ karakteristike ovjesa.

Kod stražnjih kotača problem se javlja prilikom ubrzavanja kad se usljed transfera mase ovjes ima tendenciju gibat prema području negativnog bočnog nagiba kotača. Taj problem se može riješit primjenom ‘anti-squat’-a na stražnjem ovjesu. Za postizanje takvog ovjesa vrijede iste metode kao i kod prednjeg. Nedostaci su slični onima koji se javljaju kod ‘anti dive-a’.

$$\% \text{ anti dive} = (\% \text{ kočenja prednjim kotačima}) \cdot \frac{\tan \varphi_F \cdot l}{h_t}$$

$$\% \text{ anti squat} = \frac{\tan \varphi_R}{\frac{h_t}{l}} \cdot 100$$



Slika 23. Parametri potrebni za proračun ‘anti’ karakteristika ovjesa [6]

4.4. Poprečni transfer mase

Poprečni transfer mase uzrokuju sile slične onima koje dovode do transfera mase u uzdužnom smjeru. Kod svake promjene smjera centrifugalna sila pokušava odbaciti bolid u smjeru tangente na zavoj koji pokušava svladati. Toj centrifugalnoj sili se opiru bočne sile koje se stvaraju u kontaktnoj površini između guma i podloge. Budući da se težište bolida nalazi na određenoj udaljenosti od podloge dolazi do bočnog transfera mase. Bilo kakav transfer mase je poželjno izbjeći ili smanjiti ako je ikako moguće zbog promjene karakteristika gume.

Bočno ili centrifugalno ubrzanje uvelike ovisi u masi bolida. Osnovna jednadžba za izračun bočne sile je :

$$F_{cen} = m \cdot a = \frac{m \cdot v^2}{R} \quad [\text{N}]$$

m – masa bolida

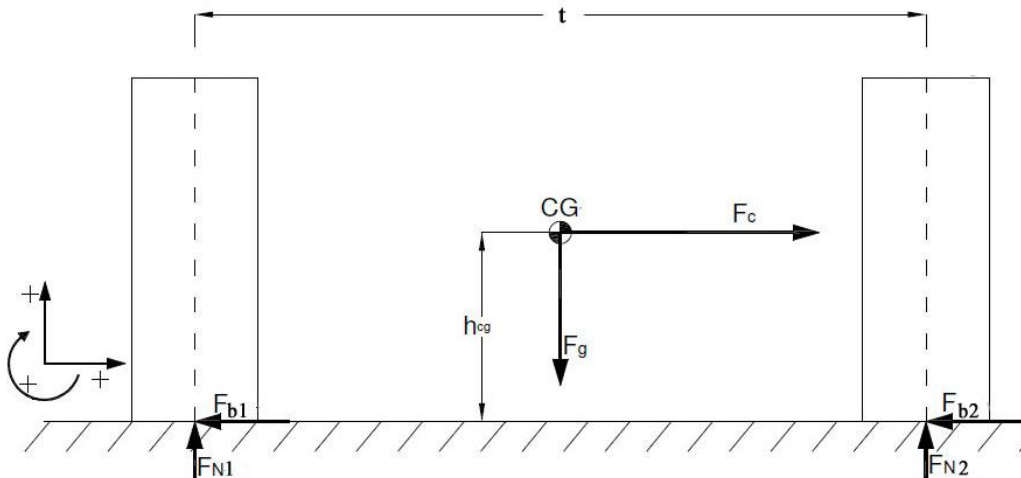
v – brzina vožnje bolida

R – radijus zavoja

Što je bolid lakši to će brže moći proći kroz određeni zavoj, bit će ga lakše kontrolirati i ovjes takvog bolida će imati manju masu.

$$\text{Poprečni transfer težine} = \frac{a \cdot m \cdot h_t}{t} \quad [\text{N}]$$

t – trag kotača



Slika 24. Parametri potrebni za izračun poprečnog transfera mase [9]

Za razliku od kočenja kad je poželjno da težište bude što bliže stražnjoj osovini, najveća bočna sila će se lakše ostvariti kod neutralnog stanja (svaki kotač preuzima jednaku normalnu silu) bolida koje se lakše ostvaruje što je težište bliže središtu vozila.

Jedni način da se smanji poprečni transfer mase jest da se smanji masa vozila, poveća trag kotača ili smanji visina težišta u odnosu na podlogu.

Poprečni transfer mase se generira iz više pojava na bolidu: zbog bočnih sila na gumama koje se opiru centrifugalnoj sili vozila (te sile djeluju kroz centar rotacije vozila), djelovanjem momenta njihanja koji preuzimaju opruge i stabilizatori i tendencijom ovjesa da podigne unutarnji kotač od podloge prilikom skretanja (engl. /jacking/ efekt).

Tendencija bolida da se niže će izravno ovisiti o ovješenoj masi i kraku oko kojeg se stvara moment. Dio bolida koji će se njihati je ovješeni dio. Što je veća udaljenost između centra rotacije i težišta to će se stvarati veći moment koji će morati preuzeti opruge i stabilizatori, ukoliko ih ima. Isto tako što je centar rotacije bliži težištu ostvareni moment će biti manji i doći će do manjeg njihanja ovještene mase. Negativna strana previsokog centra rotacije je pojava engl./jacking/-a koji pokušava odignuti unutarnji kotač od podloge.

Ukoliko je centar rotacije iznad težišta stvarat će se moment koji će imati tendenciju nagnut bolid u smjeru zavoja (kao motocikl). U slučaju da se centar rotacije poklapa sa težištem (moment njihanja =0), kut njihanja će se pojaviti samo usljed kompresije guma, a čitavi transfer mase će preuzeti samo ramena.

Momenti koji radi centrifugalna sila na prednjoj i stražnjoj osovini oko centra rotacije moraju biti što sličniji kako bi se smanjilo uvijanje šasije.

Korištenjem stabilizatora, koji fizički povezuje lijevu i desnu stranu bolida (preko ovjesa), smanjuje se njihanje bolida, ali istovremeno i povećava poprečni transfer mase između kotača.

Stabilizator ima dvije osnovne funkcije. Prva je ta da se njime smanjuje njihanje bolida povećanjem bočne karakteristike bolida. Druga funkcija stabilizatora je mogućnost ostvarivanja željenih karakteristika bolida pri skretanju (pre/podupravljanje). Povećanjem bočne karakteristike jedne osovine povećava se i transfer mase koji će se ostvariti na toj osovini.

Iako samo njihanje bolida ne utječe značajnije na transfer mase potrebno ga je izbjeći iz dva bitna razloga: njihanje utječe na promjenu bočnog nagiba kotača što dovodi do smanjenja koeficijenta trenja, njihanje traje određeni vremenski period pri čemu se mijenja geometrija ovjesa. Kako bi bolid bio što stabilniji i da bi se njime što lakše upravljalo potrebno je ta vremenska razdoblja svesti na minimum odnosno njihanje je potrebno što više ograničiti. To se može postići krućim oprugama, korištenjem stabilizatora ili povećanjem visine centra rotacije.

Centar rotacije je bitan faktor jer određuje koji udio transfera mase će se ostvariti 'trenutno' preko ramena ovjesa, a koji 'sporijim' putem odnosno preko amortizera i opruga. Amortizeri i opruge preuzimaju dio sile u kontaktnoj površini gume i podloge koja ne djeluje u smjeru ramena. Isto tako ta imaginarna točka (centar rotacije) je bitna zbog sila i momenata koji djeluju na i oko nje, a ne zbog gibanja koja se događaju u odnosu na nju.

Najbitnija stvar u dinamici vozila su ostvarive sile u kontaktnom području guma i podloge. Ukoliko je centar rotacije stražnje osovine udaljeniji od podloge u odnosu na prednji, transfer mase će se brže ostvariti na stražnjoj osovini. Na taj način će se smanjiti vrijeme potrebno da vozilo dođe u stabilno stanje prilikom skretanja što je, generalno gledajući, dobra stvar. Naravno treba imati na umu da prevelika udaljenost centra rotacije od podloge dovodi izraženog 'jacking' efekta.

Do njihanja dolazi usljed kompresije guma zbog bočnog transfera mase i zbog momenta oko centra rotacije. Uobičajena vrijednost njihanja kod trkaćih bolida je do 2 stupnja.

4.5. Određivanje točke težišta

Horizontalna udaljenost točke težišta se određuje u odnosu na prednju i stražnju osovinu. Za određivanje je potrebno poznavati težine na svakom kotaču u stanju mirovanja bolida.

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad [\text{N}]$$

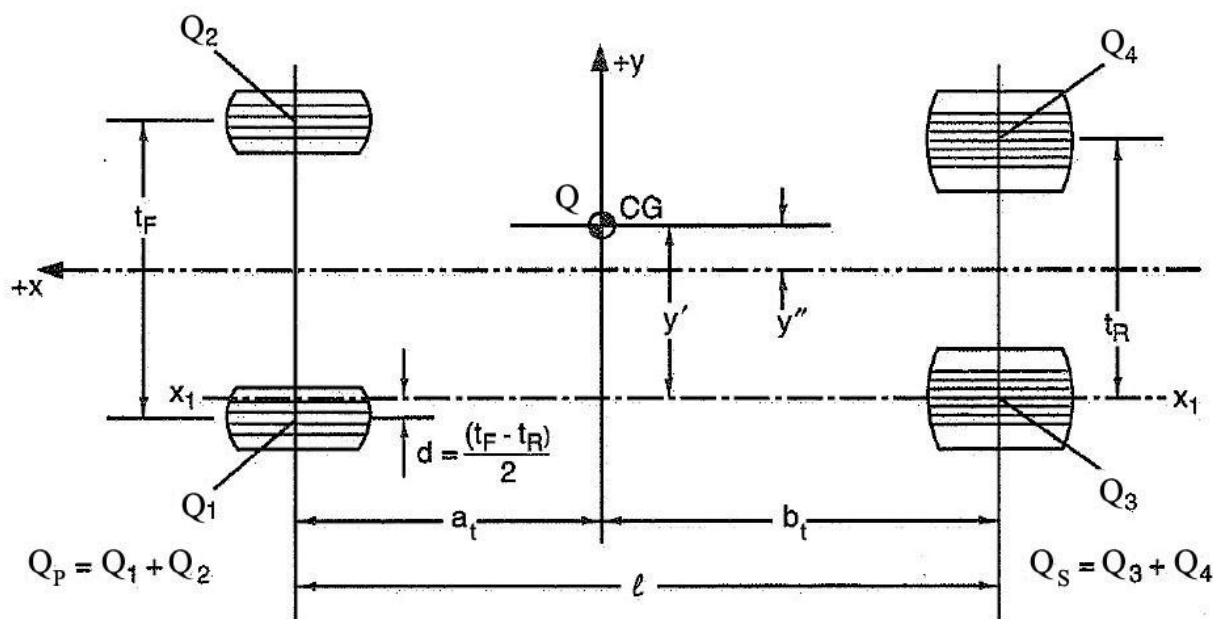
Q – ukupna težina bolida

$Q_{1,2,3,4}$ – težine na pojedinim kotačima

Položaj točke se dobiva postavljanjem momentne jednadžbe oko stražnje osovine:

$$b_t = \frac{Q_p \cdot l}{Q} \quad [\text{mm}]$$

$$a_t = l - b_t \quad [\text{mm}]$$



Slika 25. Parametri potrebni za izračun pozicije točke težišta [6]

Vertikalna udaljenost težišta od podloge se aproksimira prema modelu vozila ili se uzima iskustvena vrijednost koja se onda koristi u proračunima.

4.6. Raspodjela ukupnog poprečnog transfera mase

Raspodjela ukupnog transfera mase na prednju i stražnju osovinu je od ključne važnosti pri određivanju voznih karakteristika bolida (podupravljivost/preupravljivost). Transfer mase se ostvaruje na dva načina čiji zbroj određuje ukupni transfer:

- 1.) Transfer mase koji preuzimaju opruge kao posljedica momenta rotacije. Ovisan je o raspodjeli momenta rotacije na prednju i stražnju osovinu i o njihovim međusobnim bočnim karakteristikama.
- 2.) Transfer kao posljedica bočnih sila koje nastaju u kontaktim površinama gume i podloge. Težina se trenutno prenosi preko ramena ovjesa na šasiju, a ovisi o visini centra rotacije u odnosu na težište. Neovisan je o momentu njihanja i o kutu njihanja.

Ukupna centrifugalna sila koja djeluje na težište ovješene mase bolida se raspodjeljuje na prednju i stražnju osovinu o ovisnosti o raspodjeli težine na osovina. Moment njihanja će dovesti do naginjanja ovješenog djela za neki kut koji će ovisiti o sumi bočnih karakteristika obiju osovina ($R_{uk} = R_p + R_s$).

Ukupni moment njihanja će se raspodjeliti na osovine ovisno o njihovim bočnim karakteristikama i raspodjelu centrifugalne sile.

Transfer težine za prednju i stražnju osovinu se računa pomoću izraza.

Gradient njihanja:

$$\frac{\varphi}{a} = \frac{Q \cdot h}{R_p + R_s} \quad \left[\frac{\text{deg}}{g} \right]$$

Transfer mase na prednjoj osovini:

$$\Delta Q_p = a \cdot \frac{Q}{t_p} \cdot \left[\frac{h \cdot R_p}{R_p + R_s} + \frac{b}{l} \cdot H_p \right] \quad [\text{N}]$$

Transfer mase na stražnjoj osovini:

$$\Delta Q_s = a \cdot \frac{Q}{t_s} \cdot \left[\frac{h \cdot R_s}{R_p + R_s} + \frac{a}{l} \cdot H_s \right] \quad [\text{N}]$$

h – udaljenost težišta od neutralne osi rotacije (os koja prolazi točkama rotacije prednje i stražnje osovine)

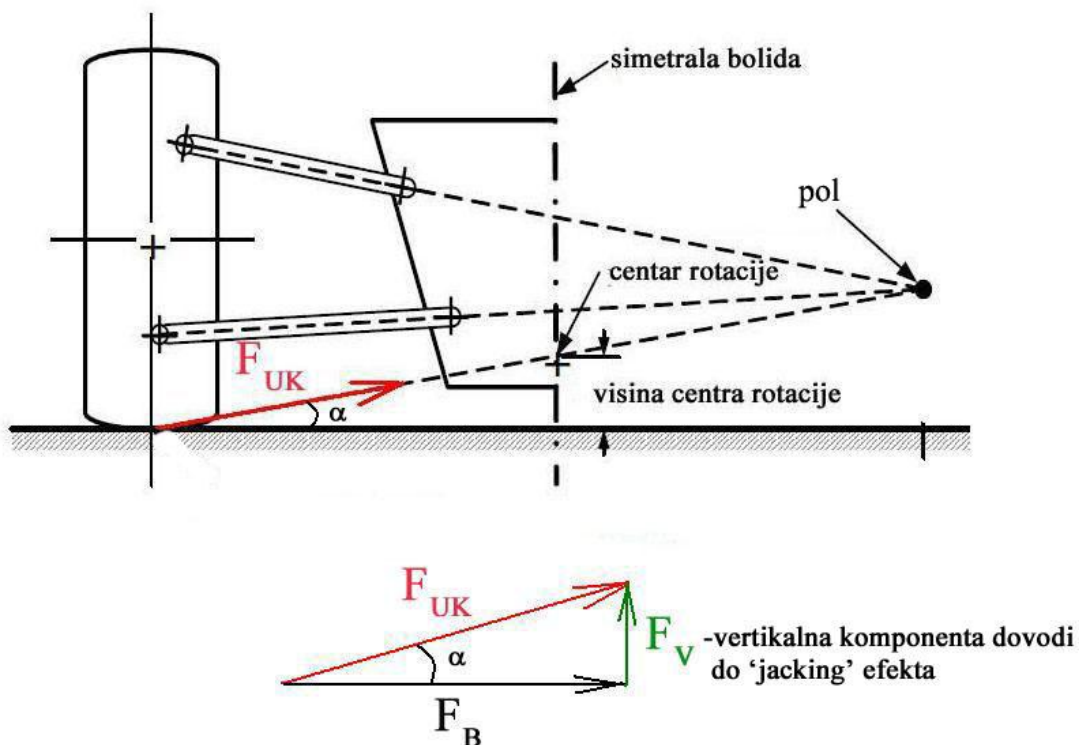
R_p, R_s - bočne karakteristike prednje i stražnje osovine

t_p, t_s – trag kotača prednje i stražnje osovine

H_p, H_s – udaljenost točke rotacije prednje i stražnje osovine od podloge

4.7. Odizanje ovještene mase od podloge (engl./jacking/)

Odizanje ovještene mase od podloge (engl./jacking/) je pojava do koje dolazi usljed djelovanja bočnih sila na vozilo. Javlja se kao posljedica visine centra rotacije u poprečnoj ravnini u odnosu na podlogu. Što je ta visina veća, veća će biti i sila koja ima tendenciju podići unutarnje kotače od podloge, prilikom vožnje u zavoju. Kako sile koje stvara guma u kontaktu s podlogom djeluju kroz centar rotacije (prilikom djelovanja bočne sile), ukoliko je on pozicioniran iznad podloge, javit će se vertikalna komponenta te sile. Što je ta vertikalna komponenta sile koja odizuje kotač veća to će horizontalna komponenta, o kojoj ovisi ostvariva bočna sila, biti manja. Negativna posljedica odizanja kotača je i promjena bočnog nagiba kotača koja dodatno smanjuje koeficijent trenja gume. Kod rezultantne sile rasterećenog kotača će se javiti vertikalna komponenta suprotnog smjera od one opterećenog kotača (djeluje u smjeru podloge u ovom slučaju), ali pošto se u rubnim uvjetima vožnje ostvaruje značajan transfer mase ta komponenta se može zanemariti. Ukoliko je centar rotacije ispod podloge doći će do sabijanja ovještene mase u smjeru podloge tj. u suprotnom smjeru od onog ako je centar rotacije iznad podloge. Takvim pozicioniranjem centra rotacije povećava se moment njihanja odnosno raste sila koju će morat preuzeti opruge i amortizeri. Također, kao i u slučaju kad je centar rotacije iznad podloge, javit će se vertikalna komponenta rezultantne sile, što će dovesti do smanjenja ostvarive bočne sile. Uzevši u obzir negativne i pozitivne strane oba slučaja odlučeno je da se centar rotacije postavi iznad podloge kako bi se ostvario što manji moment njihanja, a da pri tome odizanje ovještene mase ne utječe značajnije na performanse bolida.



Slika 26. Odizanje ovještene mase od podloge (desni zavoj) [4]

5. Geometrija ovjesa

Geometrija ovjesa opisuje krivulju odnosno put koji će svaki od kotača pratiti prilikom svog gibanja. Gibanje ovjesa mogu izazvati neravnine na podlozi ili gibanje ovještene mase koje mogu uzrokovati uzdužna i bočna ubrzanja.

Oblik krivulje po kojem će se određeni kotač kretati ovisi o međusobnim razlikama u dužinama i kutevima nagiba ramena ovjesa, dok će veličina same promjene ovisiti o ukupnim dužinama, masama, silama kojima djelujemo na kotač, karakteristikama opruga/amortizera i stabilizatoru ukoliko ga imamo.

Da bi ovjes mogao apsorbirati neravnine podloge i kako bi mogao podnijeti transfere mase usljed ubrzanja, moramo mu osigurati određeni vertikalni pomak. Prema pravilu (B 6.1.) on mora iznositi ukupno 2 inča (50,8 mm) odnosno 1 inč (25,4 mm) u svakom smjeru gibanja kotača.

Kako bi ovjes što bolje apsorbirao neravnine mora biti što lakši. Prilikom vertikalnog gibanja, bilo kakva promjena kuta zakreta kotača odnosno skretanje kotačima mora biti što manje (≈ 0) kako bi bolid bio što lakše upravljiv.

Ovjes svakog od kotača je izveden pomoću dvostrukih A ramena. Glavna prednost takvog tipa ovjesa su jednostavna konstrukcija i različite kinematske karakteristike koje se mogu lako ostvariti i mijenjati. Isto tako mala masa takvog ovjesa mu daje prednost u odnosu na druge izvedbe.

Bitno je osigurati optimalnu promjenu bočnog nagiba i traga kotača prilikom gibanja ovjesa. Da bi se ostvarila najveća sila na gumama prilikom kočenja, ubrzanja i skretanja kotači moraju biti postavljeni okomito na podlogu (pri skretanju je poželjna mala vrijednost negativnog bočnog nagiba). Tada je kontaktna površina najveća i pritisak je najjednoličnije raspoređen po površini kontakta. Dodatni problem stvara promjena traga kotača prilikom gibanja ovjesa, jer nije poželjno da se guma, pri rubnim opterećenjima, giba još i poprečnom smjeru po podlozi. To gibanje će smanjiti ostvarivu silu koju guma može postići u kontaktu s podlogom.

Ostvariti sve gore navedeno u potpunosti nije moguće tako da se optimalna geometrija ovjesa dobiva isključivo kompromisom.

Promjena bočnog nagiba kod skretanja ovisi o njegovoj promjeni pri njihanju, vertikalnom hodu ovjesa, deformacijama pojedinih komponenti, promjeni usljed zakretanja kotača i njegovoj vrijednosti u statičkom stanju.

Savršenu krivulju bočnog nagiba nije moguće u potpunosti ostvariti za vertikalni pomak i za njihane bolida, u kombinaciji oba gibanja mora se tražiti kompromis. Na veličine promjena bočnih kutova nagiba kotača može se utjecati dužinom ramena. Što su ramena duža kutevi će se manje mijenjati. Isto tako što su veći pomaci kotača u odnosu na statičku poziciju to je teže ostvariti željene kutove za različite uvjete rada bolida.

Posebno bitna je krivulja po kojoj se gibaju prednji kotači. Prilikom ulaska u zavoj, kombinacijom transfera mase najviše se opterećuje prednji vanjski kotač. Kako bi se u tim uvjetima ostvarila najveća moguća sila na gumi, potrebno je kompenzirati promjenu bočnog nagiba do koje dolazi usljed vertikalnog opterećenja i njihanja. Na smanjenje momenta njihanja bolida možemo utjecati višim postavljanjem centra rotacije što s druge strane dovodi do neželjenog odizanja ovještene mase od podloge. Bolji izbor je ugradnja stabilizatora čime se neće promijeniti tvrdoću ovjesa pri vertikalnom gibanju kotača. Jedan od načina je i povećavanje karakteristika opruga, što nije idealno rješenje, ili pozicioniranjem opruga tako da se dobiju najveći mogući pomak opruge po stupnju njihnja šasije.

Ono što se mora ostvariti s ovjesom je postizanje najveće moguće sile kod kočenja i najveće bočne sile na gumama.

Korištenjem otvorenog diferencijala (na oba kotača 'dovodi' istu snagu ovisno o onom kotaču koji na podlogu može prenjeti manju silu), moramo paziti da u ni jednom trenutku ne dođe do odizanja ili proklizavanja unutarnjeg stražnjeg kotača u zavoju. Da bi se to ostvarilo mora se sprječiti prevelik vertikalni pomak stražnjeg kotača, promjena bočnog nagiba kotača mora biti što manja i poprečni transfer mase se mora svesti na minimum.

5.1. Međuosovinski razmak i trag kotača

Međuosovinski razmak (l) je definiran kao udaljenost između prednje i stržne osovine bolida.

Prednosti većeg međuosovinskog razmaka su povećana stabilnost pri pravocrtnoj vožnji, manji uzdužni transfer masa i manja sila koja uzrokuje poniranje nosa kod kočenja.

Prednosti kraćeg međuosovinskog razmaka je bolja upravljivost bolida i obično njegova manja masa.

Trag kotača je definiran kao udaljenost između simetrala kotača na istoj osovini.

Prednosti većeg traga kotača su smanjeni bočni transfer masa i mogućnost ugradnje dužih ramena.

Prednji trag kotača treba biti nešto veći od stražnjeg jer se tada postiže manji poprečni i dijagonalni transfer mase na prednje kotače. Isto tako smanjuje se mogućnost zahvaćanja čunjeva na stazi stražnjim kotačima prilikom vožnje kroz zavoje po premalim lukovima.

Tragovi kotača su različiti, i on na prednjim kotačima iznosi 1300mm, a na stražnjim 1250mm.

Pošto se glavina vožnje odvija po zavojima, a tek manji dio u pravocrtnoj vožnji odaban je međuosovinski razmak od 1600 mm . Taj razmak je nekoliko cm veći od najmanjeg određenog pravilnikom kako bi se osigurao razmak određen pravilima i u slučaju da se pojave odstupanja pri izradi šasije i/ili ovjesa.

Najmanja širina staze je 3 m, a najmanji radius zavoja je 7,5 m.

5.2. Prednji ovjes

Prvi zadatak kod projektiranja prednjeg ovjesa je bio određivanje njegovih dijelova koji se ne mogu mijenjati i prema kojima će se prilagođavati ostatak geometrije. Među unaprijed definiranim stvarima su bile naplatci, trag kotača i položaj letve volana.

Dužine ramena su bile ograničene s tragom kotača i minimalnom širinom šasije bolida. Prema dimanzijama naplataka određene su dimenzije prednjih diskova i čeljusti kočnice. Isto tako poznati su približni položaji vanjskih sfernih ležajeva na ramenima koji se pozicioniraju što bliže diskovima. Konačne pozicije vanjskih sfernih ležajeva se određuju zavisno o željenom polumjeru zakretanja kotača (engl./scrub radius/), bočnom nagibu osovinice kotača (engl./king pin inclination/) i uzdužnom nagibu osovinice kotača (engl./caster/). Međusobna udaljenost vanjskih sfernih ležajeva mora biti što je veća moguća kako bi se smanjile sile u ležajevima izazvane momentima kočenja i skretanja.

Nakon pozicioniranja kočnice može se odrediti udaljenost trenutnog centra rotacije ramena u bočnoj ravnini kako bi se ostvarile optimalnije krivulje promjene bočnog nagiba kotača.

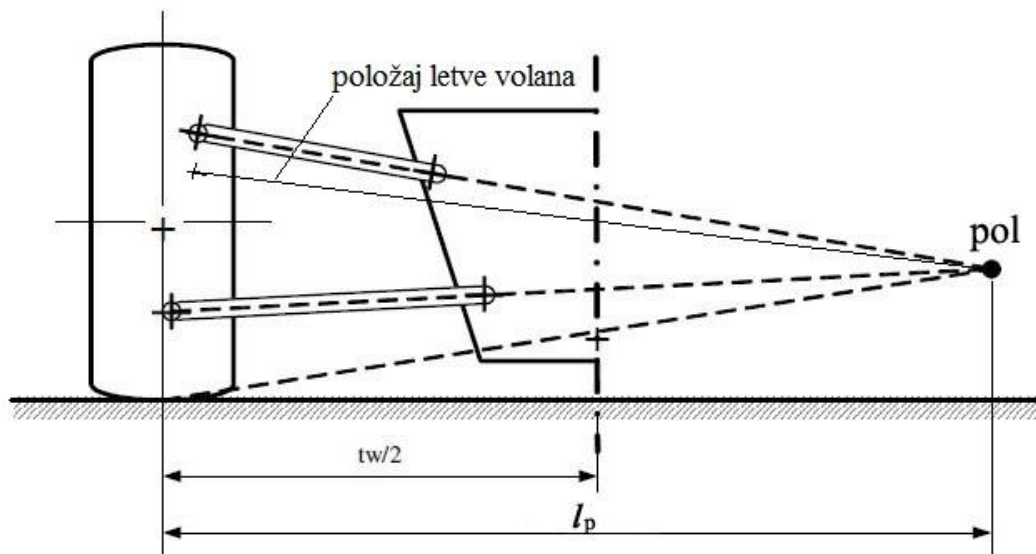
Promjena bočnog nagiba u ovisnosti o vertikalnom pomaku se može izračunati pomoću izraza:

$$\text{bočni nagib kotača / mm} = \text{arc tan } \frac{1}{l_p}$$

Udaljenost pola:

$$l_p = \frac{t/2}{1 - (k)} \quad [\text{mm}]$$

k – vrijednost promjene bočnog nagiba kotača prilikom njihanja koja se želi ostvariti



Slika 27. Promjena bočnog nagiba u ovisnosti o vertikalnom pomaku [6]

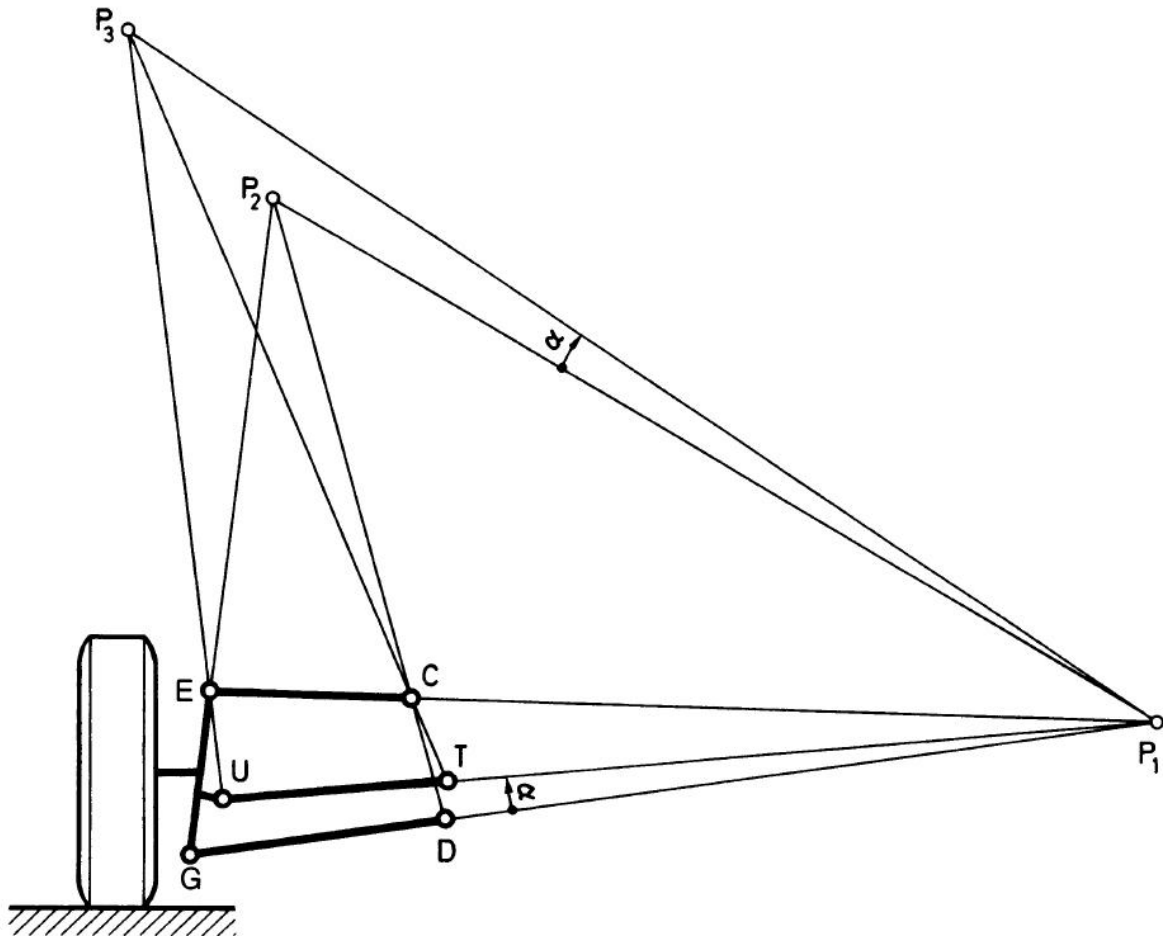
Prvo se povlači pravac koji prolazi točkom kontakta kotača sa podlogom i željenim centrom rotacije do udaljenosti pola (l_p) dobivene ranije navedenim izrazom. Iz te dobivene točke se povlače tri pravca prema točkama gornjeg, donjeg sfernog ležaja i točki letve volana. Na taj način su određeni bočni nagibi ramena i spone skretanja.

Grafičkom metodom se tada određuje pozicija točke spone letve volana na nosaču rukavca. Položaj spone letve volana je bitan jer određuje vrijednost neupravljivog zakreta kotača prilikom njegovog gibanja. Taj zakret mora biti sveden na najmanju moguću vrijednost (≈ 0) kako bi se izbjeglo pretjerano trošenje guma i ostvarila što bolja stabilnost prilikom vožnje. Metoda je opisana na slici 28.

Odabir veličina pojedinih parametara ovjesa je stvar kompromisa. Povećanjem bočnog nagiba osovinice kotača povećava se i odizanje bolida od podloge prilikom skretanja. To je ujedno jedan od načina postizanja efekta samoizravnavanja kotača prilikom skretanja. Na odizanje bolida kod skretanja utječe i krak poremećajne sile (engl./spindle length/). Što je on veći, veće će bit i odizanja bolida od podloge.

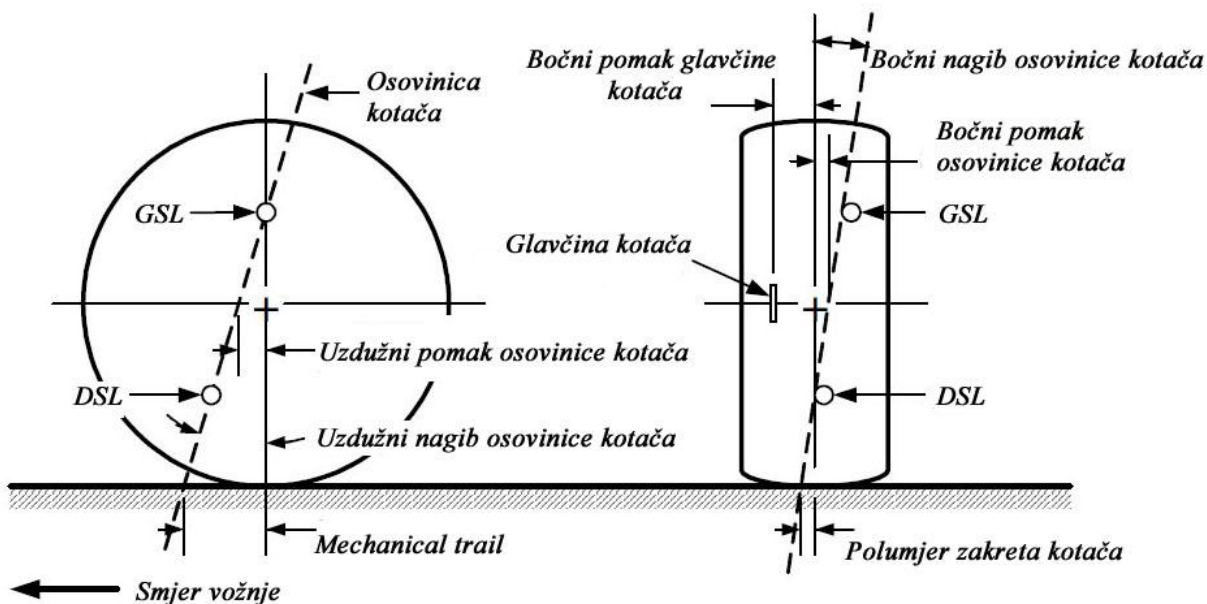
Promjena bočnog nagiba kotača kod skretanja je funkcija uzdužnog i bočnog nagiba osovinice. Bočni nagib osovinice kotača dovodi do stvaranja pozitivnog bočnog nagiba na vanjskom i unutarnjem kotaču bolida prilikom skretanja dok uzdužni nagib osovinice rezultira negativnim bočnim nagibom na vanjskom i pozitivnim na unutarnjem kotaču. Pošto je određena vrijednost

uzdužnog nagiba osovinice potrebna kako bi se postigla određena stabilnost vozila pri pravocrtnoj vožnji, manja vrijednost njezinog bočnog nagiba je isto tako poželjna kako bi poništio negativni bočni nagib kotača koji nastaje na vanjskom, opterećenijem kotaču u zavoju. Promjena bočnog nagiba kotača proporcionalna je veličini uzdužnog i bočnog nagiba osovinice.



Slika 28. Grafička metoda za određivanje položaja spone letve volana [10]

(Opis metode: Kako je u našem slučaju točka T već zadana položajem letve volana preostalo nam je odrediti poziciju točke U . Prvo povlačimo pravac kroz točku T i trenutačno središte rotacije P_1 kako bi dobili pravac na kojem će ležati točka U , nakon toga crtamo pravac koji prolazi kroz prihvatne vodilice na nosivoj rešetki i pravac koji se podudara s osi zakreta kotača, te njihovim spajanjem dobivamo točku P_2 . Sada crtamo pravac koji prolazi kroz P_1 a nagnut je na liniju P_1P_2 za isti kut pod kojim stoji linija P_1T u odnosu na pravac koji prolazi kroz prihvatne točke donje vodilice i točke P_1 . Spajanjem pravca koji prolazi kroz točku T i prihvat gornje vodilice dobivamo točku P_3 . Crtamo pravac koji prolazi kroz P_3 i gornji prihvat na nosaču kotača E te dobivamo presjecište s pravcem P_1T koje je zapravo točka U .)



Slika 28. Geometrija kotača [6]

5.2.1. Geometrija skretanja

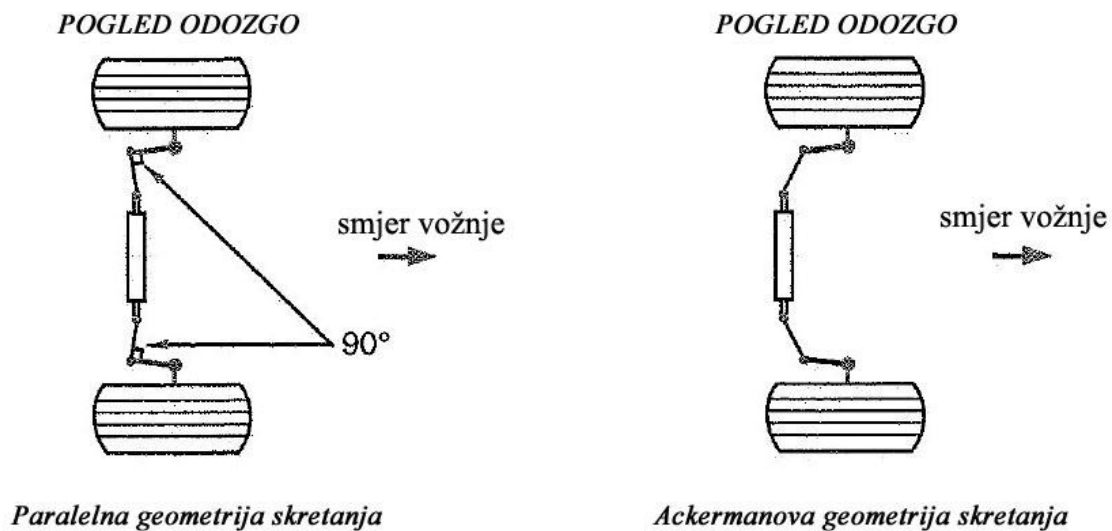
Kako bi se bolidom lako upravljalo geometrija skretanja mora biti rađena u skladu sa stazom za koju je bolid namjenjen. Povećanje otpora koji preko volana dolaze do vozača mora biti što linearnije kako bi upravljanje bolidom bilo 'predvidljivo' sa što manje oscilacija. Ako zanemarimo proklizavanje i deformaciju gume, da bi bolid mogao svladati određeni zavoj, točka oko koje se okreće mora ležti na pravcu koji prolazi stražnjom osovinom. U suprotnom će stražnji kotači proklizavati. Svaki do prednjih kotača će zauzeti kut koji prati radius kojim se svaki od njih kreće. Radius vanjskog kotača je veći od onog oko kojeg se zakreće unutarnji kotač, pa će i kut skretanja vanjskog kotača biti manji. Takvo skretanje, bez proklizavanja kotača, se može postići primjenom Ackermanove geometrije. U tom slučaju će se, kada je volan u nultom položaju, osi krakova skretanja sjeći u točki koja se nalazi na polovištu stažnje osovine. Takva geometrija je pogodna za skretanja pri malim brzinama, gdje je centrifugalna sila zanemariva. Ackermanov kut se računa prema izrazu:

$$\delta = \frac{l}{R}$$

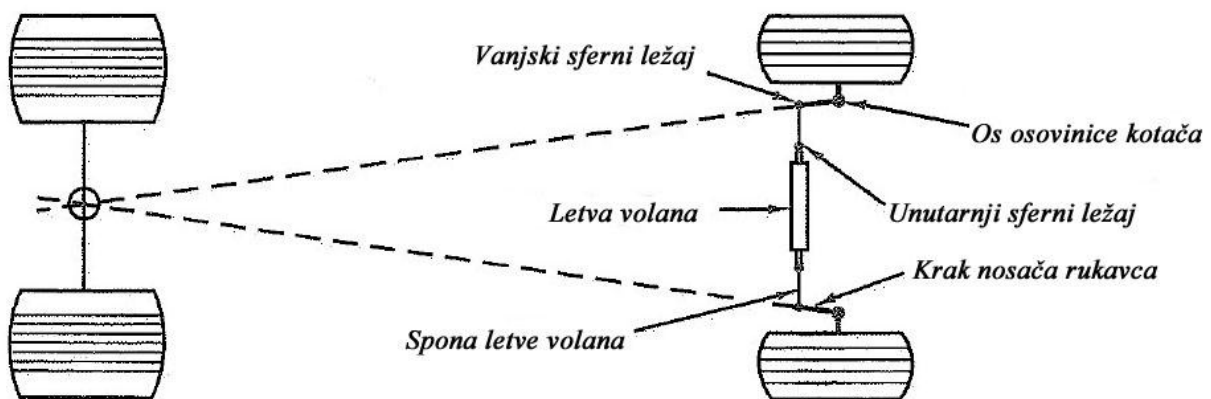
Pri većim brzinama, dolazi do značajnijih deformacija na gumama, javlja sa kut klizanja, dolazi do transfera mase i geometriju skretanja je potrebno prilagoditi takvim uvjetima. Pri manjim opterećenju kotača potreban i manji kut klizanja za ostvarivanje maksimalne bočne sile. Kako pri većim brzinama dolazi do značajnijeg transfera mase na vanjski kotač, rasterećeni unutarnji kotač mora biti zakrenut za manji kut (kako bi ostvario adekvatni kut klizanja koji će u tom slučaju isto biti manji) od Ackermanovog kako ne bi došlo do njegovog bočnog klizanja po podlozi.

Kod skretanja pri većim brzinama svaka guma, ovisno o vertikalnoj sili koja djeluje na nju, mora postići određenu vrijednost kuta klizanja. Budući da bočna komponenta sile na gumu djeluje u smjeru koji je okomit na njen smjer kretanja, dolazi do promjene položaja točke rotacije bolida kod Ackermanove geometrije. Usljed transfera mase sa unutarnjih kotača dodatno se opterećuju vanjski, povećava im se kut klizanja i oni postaju najbitniji faktor kod skretanja. Ackermanova geometrija pri takvim uvjetima vožnje nije zadovoljavajuća i potrebno ju je modificirati. Geometrija skretanja bolida je najbitnija pri samom ulasku u zavoj, kada je najviše težine prebačeno na prednji vanjski kotač. Pri izlasku iz zavoja ta geometrija prednjih kotača postaje manje bitna, pošto se pri ubrzavanju većina težine prebacuje na sražnje pogonske kotače.

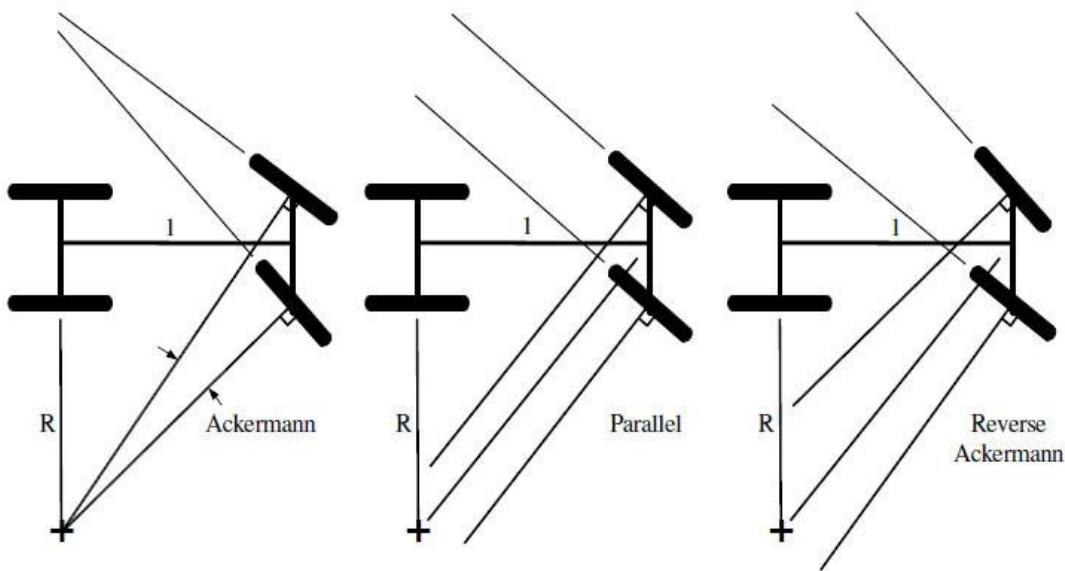
Jedan od načina postizanja Ackermanova skretanja je i pomicanjem letve volana, tako da ona više ne leži na istom pravcu kao i spona koje povezuju letvu i nosač rukavca. U primjeru (Slika 28.), pomicanjem letve naprijed teži se prema paralelnom skretanju, dok se pomicanjem letve unazad postiže skretanje bliže Ackermanovoj geometriji.



Slika 29. Geometrija skretanja ostvarena pomicanjem letve volana [6]



Slika 30. Ackermanova geometrija skretanja [6]



Slika 31. Vrste geometrija skretanja [9]

Odziv, tendencija kotača da se izravna i osjećaj koji će imati vozač pri vožnji ovisi o uzdužnom i bočnom nagibu osovinice kotača, polumjeru zokretanja kotača i samoizravnavajućem momentu gume.

Bočnim nagibom osovinice kotača se postiže to da se probodište osi vrtnje kotača i podloge nalazi u okolini kontaktne površine gume i podloge. Udaljenost mora biti optimalno postavljena, jer ukoliko je prevelika stvarat će se veliki otpor kod skretanja koji će morat svladavat vozač. Ako je udaljenost premala vozač neće dobiti bitan osjećaj 'držanja' bolida prilikom skretanja. Za vrijeme sretanja dolazi do odizanja ovješene mase od podloge, ovisno o veličini kuta bočnog nabiga osovinice kotača. Oba kotača imaju tendenciju ući u područje pozitivnog bočnog nagiba kotača.

Odizanjem kotača se potiče efekt samoizravnavanja. Efekt je izražen pri malim brzinama, dok ga pri većim brzinama uvelike nadilazi efekt koji ima uzdužni nagib osovinice sa svojim samoizravnavajućim momentom.

Polumjer zakretanja kotača se postavlja kao pozitivan, pošto bolid ima pogon na stražnje kotače. Sile koje se javljaju kod kočenja i pri vožnji na kotačima stvaraju momente skretanja proporcionalne polumjeru zakretanja.

Prilikom kočenja i skretanja pozitivni polumjer zakretanja će imati tendenciju ostvarivanja podupravljivosti bolida.

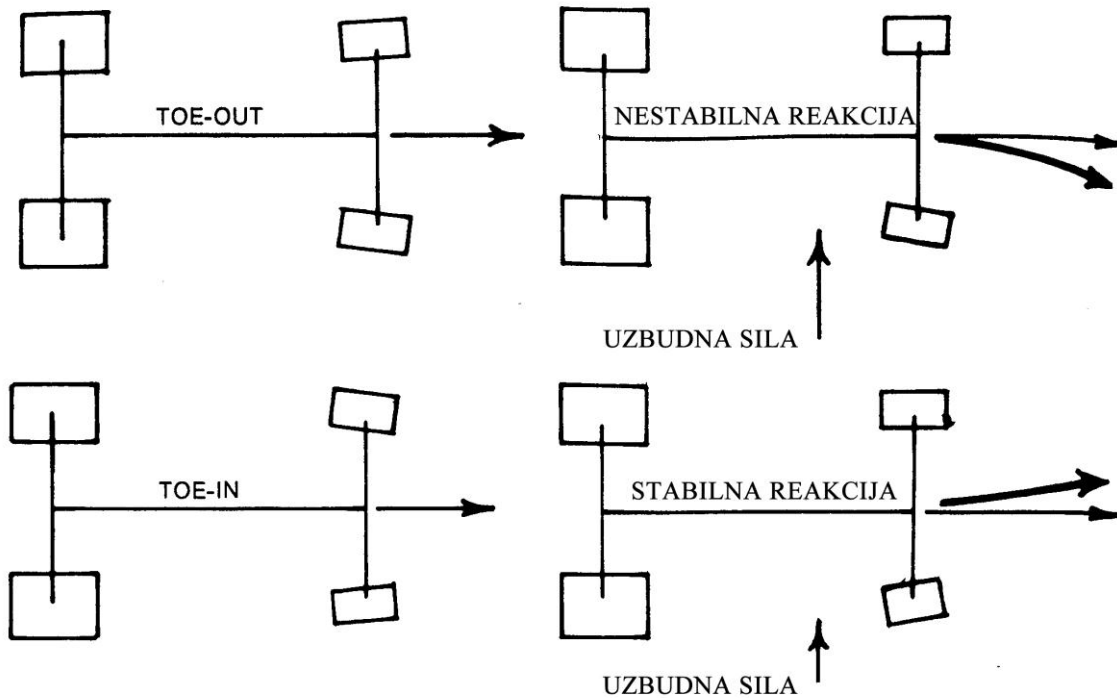
Uzdužni nagib osovinice kotača se u geometriji skretanja koristi kako bi se postigla veća stabilnost prilikom pravocrtne vožnje i povećao samoizravnavajući moment kod skretanja. Veći kut znači veći samoizravnavajući moment koji će proizvesti bočna sila. Veći samoizravnavajući moment znači i otežano skretanje bolidom od strane vozača. Prilikom skretanja uzrokuje se i odizanje kotača od podloge koje će biti veće što je kut nagiba osovinice veći.

Pozitivnim uzdužnim kutom kod skretanja vanjski kotač ima tendenciju ulaska u područje negativnog dok unutarnji ulaska u područje pozitivnog bočnog nagiba. Na taj način se može kompenzirati pozitivni bočni nagib na vanjskom kotač do kojeg dolazi zbog usljed bočnog nagiba osovinice kotača.

Postavke divergentnosti/konvergentnosti koača(toe out/in) utječu na tri bitne karakteristike bolida:

- trošenje guma
- stabilnost prilikom pravocrtne vožnje bolida
- skretanje

Konvergentnost kotača se smatra dinamički stabilnim stanjem vožnje. U slučaju pojave bočne uzbudne sile pri tom stanju bolid će se imati tendenciju kretanja u suprotnom smjeru od smjera uzbuđenja koja je izazvala transfer. Suprotno vrijedi za divergentnost kotača.



Slika 32. Utjecaj otvorenosti/zatvorenosti kotača na stabilnost [4]

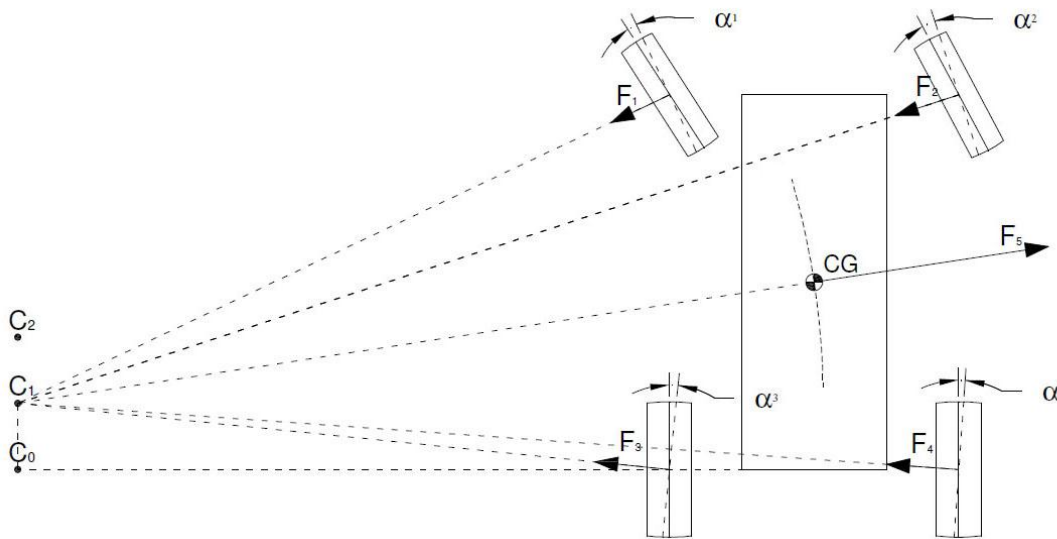
Konvergentnost kotača doprinosi stabilnosti pri pravocrtnoj vožnji. Kod geometrije ovjesa pomjenu otvorenosti/zatvorenosti kotača kod vertikalnog pomaka i kod njihanja treba svesti na minimum. Što je ta promjena veća bolid će time biti nestabilniji i nepredvidljiv za vožnju. Svakom promjenom kuta kotača mijenjaju se i veličine uzdužne i poprečne komponente sile. Kod kočenja i ubrzavanja svako skretanje kotača dovodi do stvaranja bočne komponente, što smanjuje ostvarivu uzdužnu silu prema kružnici trenja gume.

Da bi se izbjeglo bilo kakvo skretanje prilikom gibanja ovjesa potrebno je optimalno pozicionirati sponu letve volana i nosača rukavca.

Dužina kraka skretanja na nosaču rukavca i prienosni omjer letve volana određuju ukupni prienosni omjer skretanja, odnosno za koliko će se stupnjeva kotači zakrenuti pri određenom zakretu volana.

Kako se letva volana (bolid 'Likos') pozicionirala u gornjem predjelu nosa šasiije postavljena je u istoj ravnini sa točkama gornjeg ramena kako ne bi došlo do promjene konvergentnosti/divergentnosti prilikom vertikalnog pomaka kotača.

Postizanje optimalne geometrije je otežano činjenicom da modifikacija jedne komponente utječe na sve ostale.



Slika 33. Skretanje bolida ,sile i kutevi klizanja [1]

5.3. Stražnji ovjes

Za stražnji ovjes je, u odnosu na prednji, lakše definirati željenu geometriju pošto se skretanje ne ostvaruje stražnjim kotačima. Umjesto spona volana se postavlja (engl./toe link/) spona koja onemogućava rotaciju kotača oko vertikalne osi. Proračun ramena i spona je identičan onomu za prednji ovjes, razlika je samo u opterećenjima koja djeluju na njih. S obzirom na stražnji pogon bolida i to da je kočnica na diferencijalu, ramena stražnjeg ovjesa su u uvjetima kočenja razičito opterećena od prednjih.

6. Opruge i amortizeri

Kako bi se osigurao neprekidan kontakt između gume i podloge na bolid je potrebno ugraditi opruge koje će moći apsorbirati neravnine na koje bolid nailazi na stazi.

Uzdužno ubrzanje usljed kojeg dolazi do transfera mase izazvat će vertikalni pomak ovješene mase, dok će usljed bočne sile dolaziti do njihanja ovješene mase pri čemu će dio težine preuzeti opruge. Neravnine na podlozi izazivaju vertikalne pomake neovješene djela mase. Svi ovi pomaci rezultiraju pohranom kinetičke energije u opruge prilikom njihove kompresije. Da bi se ta kinetička energija u oprugi pretvorila u toplinu koriste se amortizeri. Ukoliko ne bi bilo amortizera na ovjesu ,opruga bi se nastavila sabijati i istežati što bi upravljanje i skretanje bolidom učinilo praktički nemogućim.

Funkciju amortizera ima klip koji se giba u cilindru ispunjenom uljem. Prilikom gibanja ovjesa klip propušta određenu količinu ulja kroz ventile u dugi dio cilindra, pri čemu se stvara otpor strujanju ulja i kinetička energija se pretvara u toplinsku. Otpor mora biti veći kod istežanja opruge nego kod njezinog sabijanja jer se prilikom sabijanja prigušuje kretanje neovješene mase koja je višestruko manja od ovješene. Istežanjem opruge se mora prigušiti reakcija koju će izazvat sabijena opruga na ovješeni dio mase bolida, pa samim time sila prigušenja mora biti veća. O tome koliko će biti vertikalni pomak kotača pri određenom ubrzanju ili pri transferu mase ovisi o njegovoj karakteristici. Ta karakteristika se izražava u jedinici N/mm odnosno pri kojoj sili će kotač napavit vertikalni pomak od 1 mm.

Otpor kod njihanja usljed djelovanja centrifugalne sile ovisit će karakteristici opruge koja se komprimira, njezinom položaju i krutosti stabilizatora. Kod pojave većeg njihanja potrebno je ugraditi stabilizatore, jer će se pretjeranim povećanjem tvrdoće opruge, u svrhu povećanja otpora pri njihanju, smanjiti sposobnost ovjesa da adekvatno apsorbira nervnine na podlozi. Stabilizatorom će se povećati otpor prilikom njihanja dok će karakteristika kotača, ukoliko istovremeneo rade vertikalni pokam, ostati nepromjenjena. U slučaju da jedan kotač naiđe na neravninu na podlozi stabilizator će stvarati određenu količinu otpora, a pošto ona fizički povezuje oba kotača na osovini, ostvarit će se i određeni transfer mase na osovini.

Prednje opruge imaju veće karakteristike od stražnjih kako bi se smanjilo njihanje šasije i povećala brzina odziva prednjeg kraja bolida prilikom upravljanja.

Na bolidu Likos se koriste Fox Float R amortizer/opruge. Karakteriziraju ih mala masa (210 g) i mogućnost podešavanja povrata. Koriste se za ovješene brdskih bicikala, a pri tome upotrebljavaju zračnu oprugu.



Slika 34. Amortizer/opruga 'Fox Float R' korišten na bolidu 'Likos'

7. Vozne karakteristike bolida

Vozne karakteristike bolida se odnose na promjenu položaja bolida u odnosu na transfere mase koji se odvijaju prilikom uzdužnih i bočnih ubrzanja. Zbog jednostavnosti se mogu podijeliti na onu karakteristiku koja se odnosi na vertikalni pomak bolida izazvan promjenama težine na pojedinom kotaču i na one koje se odnose na pomake bolida usljed momenta oko osi njihanja koji se javlja kao rezultat bočnog ubrzanja.

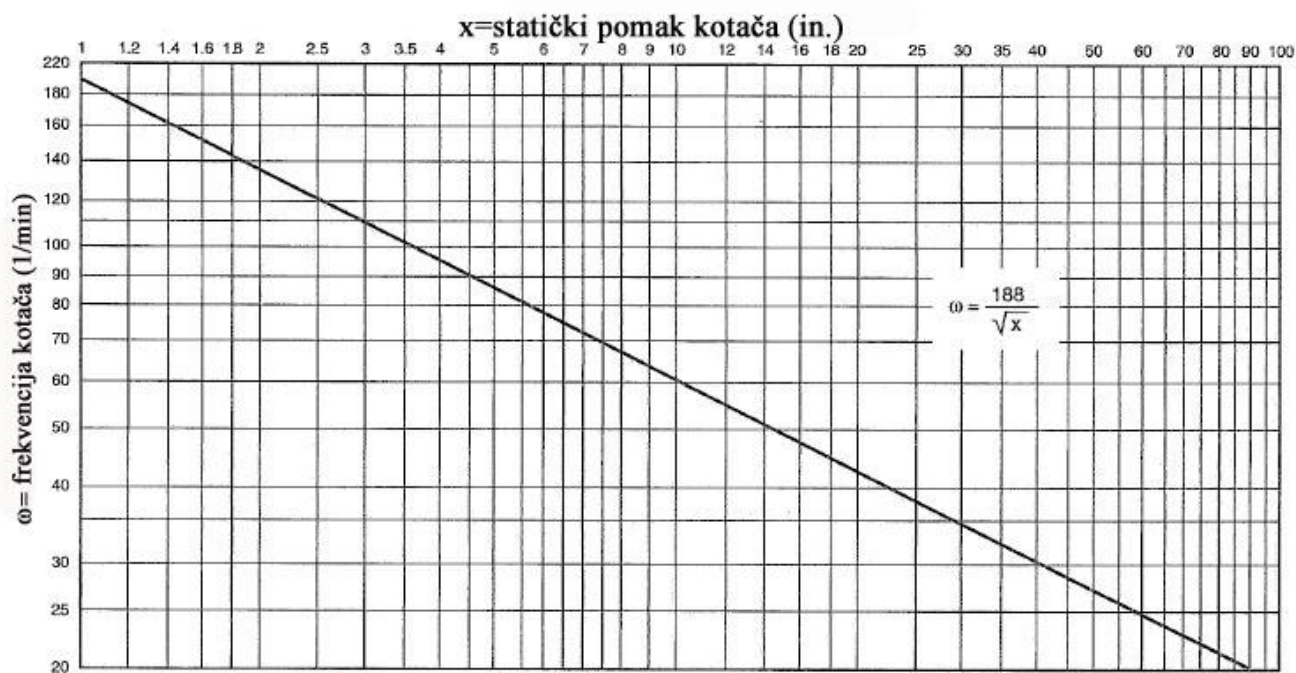
Prva karakteristika se izražava kao odnos vertikalne sile na kotaču i njegovog pomaka, a druga kao odnos momenta i stupnjeva njihanja bolida.

Poznavanje voznih karakteristika je ključno za odabir optimalnih opruga, amortizera i stabilizatora.

Da bi se moglo započeti sa određivanjem optimalnih voznih karakteristika potrebno je imati izračun opterećenja kotača prilikom vožnje.

Parametri koji se mogu pretpostaviti ili izračunati odmah su frekvencija vertikalnog pomaka bolida, željeni vertikalni pomak kotača i gradient njihanja. Frekvencija vertikalnog pomaka se kod trkaćih bolida, kod kojih aerodinamika ima zaemariv utjecaj, kreće od 2-3 Hz.

Može si izračunati ukoliko je poznat vertikalni pomak kotača u statičkom stanju:



Slika 35. Određivanje frekvencije kotača [6]

Frekvencija se može izračunati i pomoću karakteristike kotača:

$$\omega = \sqrt{\frac{C_k}{m_k}} \quad [\text{Hz}]$$

C_k – karakteristika kotača

m_k – masa koju preuzima kotač

Gradient njihanja se isto tako može pretpostaviti na bazi iskustvenih rezultata ili izračunati ukoliko su poznate vrijednosti ubrzanja i karakteristike vezane za bočno ubrzanje. Njena vrijednost kod trkaćih bolida se kreće oko 1,5 stupnja njihanja bolida po jedinici bočnog ubrzanja (g). Gradient njihanja:

$$\frac{\varphi}{a} = \frac{Q \cdot h}{R_{uk}} \quad \left[\frac{\text{deg}}{\text{g}} \right]$$

Q – ukupna težina bolida

h – krak na kojem se ostvaruje moment oko osi njihanja

R_{uk} – ukupna karakteristika njihanja (bočna karakteristika)

Željenu bočnu karakteristiku se može odrediti ukoliko je poznata centrifugalna sila, krak oko osi njihanja i kut njihanja koji se želi ostvariti:

$$M = F_{cen} \cdot h \quad [\text{Nm}]$$

$$R_{uk} = \frac{M}{\varphi} \quad \left[\frac{\text{Nm}}{\text{deg}} \right]$$

F_{cen} – centrifugalna sila (sjeluje na težište)

M – moment centrifugalne sile oko osi njihanja

φ – kut njihanja

Ukoliko je poznati transfer mase na kotač i njegov pomak može se odrediti vertikalna karakteristika kotača prednje/stražnje osovine:

$$C_{p,s} = \frac{Q_{trans,p,s}}{H} \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

$Q_{trans,p,s}$ – ostvareni transfer mase na prednjoj/stražnjoj osovini

H – vertikalni pomak kotača koji se želi ostvariti

Iz tih poznatih karakteristika se mogu zatim izračunati frekvencije kotača pojedinih osovina bolida:

$$\omega_{p,s} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C_{p,s}}{Q_{s.k.p,s}}} \cdot 100 \quad [\text{Hz}]$$

$Q_{s.k.p,s}$ – težina kotača u statičkom stanju na prednjoj/stražnjoj osovini

Iz iskustva se može zaključiti da je kod bolida sa stražnjim pogonom frekvencija prednje osovine uvijek veća od one na stražnjoj, kako bi povećala tendencija podupravljalivosti bolida. Ukoliko je frekvencija prednje osovine po proračunu manja od stražnje odabire se nova željena vrijednost i provodi proračun za određivanje nove karakteristike kotača:

$$i = \left(\frac{\omega_{(nova)p}}{\omega_{(stara)p}} \right)^2$$

$$C_{(nova)p} = i \cdot C_{(stara)p} \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

Provjera nove frekvencije:

$$\omega_p = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C_{(nova)p}}{Q_{s.k.p}}} \cdot 100 \quad [\text{Hz}]$$

Vertikalna karakteristika kotača bolida se može i izračunat direktno preko frekvencije pomaka i mase osovine:

$$C_{p,s} = m_k \cdot \omega_{p,s}^2 \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

Kad su poznate konačne vrijednosti vertikalnih karakteristika kotača, određuje se trenutna bočna karakteristika svake osovine prema:

$$R_{p,s} = \left(\frac{C_{p,s} \cdot t_{p,s}^2}{2} \right) \cdot \frac{\pi}{180} \quad \left[\frac{\text{Nm}}{\text{deg}} \right]$$

Tada se može i provjeriti stvarna trenutna vrijednost gradijenta njihanja (ukoliko su u proračunu pretpostavljene početne vrijednosti bočnih karakteristika:

$$\frac{\varphi}{a} = \frac{Q \cdot h}{R_{uk}} \quad \left[\frac{\text{deg}}{\text{g}} \right]$$

Vertikalna karakteristika kotača bolida proizlazi iz karakteristike gume i karakteristike naplatka na koji djeluje opruga. Guma i opruga ovjesa se mogu promatrati kao dvije serijski spojene opruge. Pošto se geometrija jednostavnije određuje preko pomaka u odnosu na naplatak (guma se deformira ovisno o svojim karakteristikama što otežava proračun), iz vertikalne karakteristike kotača se izražava karakteristika naplatka:

$$C_{n.p,s} = \frac{C_{p,s} \cdot C_g}{C_g - C_{p,s}} \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

$C_{n.p,s}$ – karakteristika naplatka na prednjoj/stražnjoj osovini

C_g – karakteristika gume

Poznavajući vertikalnu karakteristiku naplatka, trenutnih bočnih karakteristike i optimalne (željene) bočne karakteristike može se izračunati koliko nam je još potrebno bočne karakteristike koja mora biti ostvarena od strane stabilizatora (u odnosu na vertikalnu karakteristiku naplatka):

$$R_{S p,s} = \frac{R_{pot.p,s} \cdot R_g}{R_g - R_{pot.p,s}} - R_{n.p,s} \quad \left[\frac{\text{Nm}}{\text{deg}} \right]$$

$R_{pot.p,s}$ – potrebna (željena) bočna karakteristika koja se mora ostvariti

R_g – bočna karakteristika gume

$R_{n.p,s}$ – bočna karakteristika u odnosu na naplatak

Isto tako pomoću vertikalne karakteristike naplatka i poznavanjem geometrijskog odnosa pomaka naplatak/opruga, možemo izračunati karakteristiku opruge:

$$i = \frac{\Delta y}{\Delta m}$$

$$C_{opr} = \frac{C_{n.p,s}}{i^2} \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

Δy – pomak opruge

Δm – pomak naplatka

Kako bi se izračunala karakteristika stabilizatora potrebno je poznavati odnos njegovog zakreta u odnosu na poprečno njihanje bolida. To znači da mora biti definirana dužina kraka oko kojeg će se stvarati moment na stabilizatoru i mora se poznavati geometrijski odnos pomaka naplatka i točke na kraku stabilizatora koja se veže na ovjes (klackalicu):

$$i = \frac{\Delta k}{\Delta z}$$
$$C_{S p,s} = \frac{R_{S p,s} \cdot L}{i^2 \cdot t_{p,s}^2} \quad \left[\frac{\text{Nm}}{\text{deg}} \right]$$

Δk – pomak točke stabilizatora koja se veže na ovjes (klackalicu)

Δz – pomak naplatka

L – dužina kraka oko kojeg se radi moment na stabilizatoru

$t_{p,s}$ – trag kotača prednje/stražnje osovine

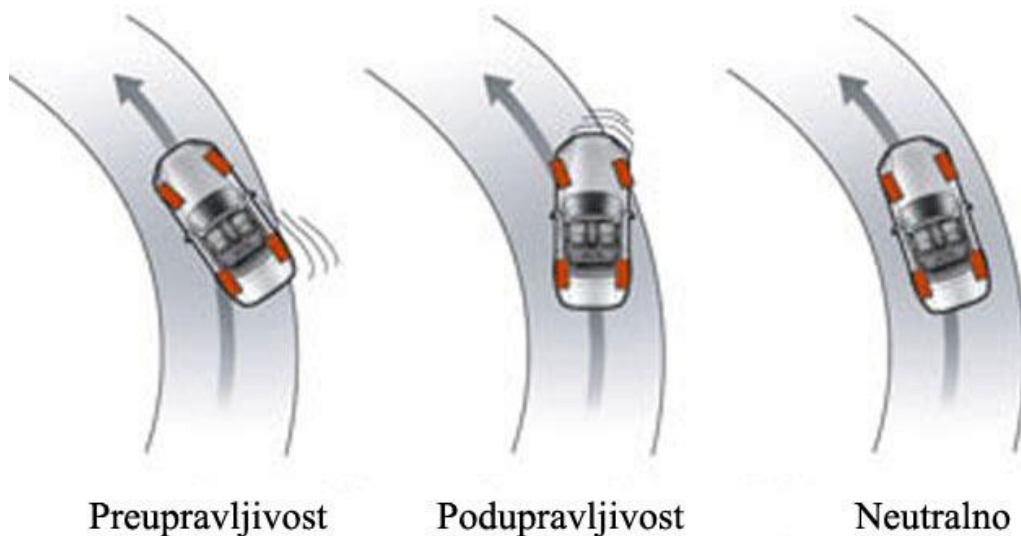
8. Stabilnost i upravljivost

Podupravljivost je, generalno gledano, stabilno stanje. Ukoliko bolid ima tendenciju podupravljivosti tad će se kretati zavojem većim radiusom od onog određene pozicijom prednjih kotača. Kut klizanja prednjih kotača je veći od kuta klizanja stražnjih kotača. Smanjenjem brzine bolida može se ostvariti željeni radius skretanja i smanjiti kut klizanja na prednjim kotačima .

Ako se brzina podupravljivog bolida ne smanji, bolid će povećavati radius vožnje zavojem sve dok se centrifugalna sila ne samanji toliko da ju ponovo mogu generirati i prednje gume bez proklizavanja.

Preupravljivost je nestabilno stanje u koje bolid može doći. Kut klizanja stražnjih kotača je veći od onog koji se ostvaruje na prednjim. Ukoliko do njega dođe, bolid će se imati tendenciju zavrtiti oko vertikalne osi i jedini način da se tad ponovo uspostavi kontrola nad vozilom je da se potpuno zaustavi.

Pri pravocrtnoj vožnji poželjno je da bolid ima tendenciju podupravljivosti pri bilo kakvim bočnim opterećenjima do kojih može doći (neravnine na poslozi, nagnuta podloga, vjetar..) ili usljed transfera mase prilikom kočenja i ubrzavanja. Isto vrijedi i za vožnju prilikom ulaska u zavoj. Također treba izbjegavati pojavu prevelike podupravljivosti jer se tad javljaju značajnije uzdužne sile otpora u gumi koje moraju biti svladane vučnom silom na pogonskim kotačima, a ujedno i samnjuju ostvarivu bočnu silu te iste gume.



Slika 36. Stabilnost vozila u zavoju

9. Geometrija ovjesa bolida Likos

Geometrija ovjesa je rađena i analizirana u programskom paketu 'Lotus suspension anysis'. Prvobitne točke ovjesa su se tada mogle konačno definirati i pozicionirati prema dijagramima koje smo dobili u programu.

Pozicioniranjem točaka ostvarile su se željene promjene pojedinih parametara kotača. Bočni nagibi kotača su gotovo u svim uvjetima vožnje u području negativnog nagiba, što je posebno bitno pri vožnji kroz zavoje. Na taj način se u kotkatu gume i podloge ostvaruje najveća bočna sila. Bočni nagib stražnjih kotača je nešto manji od prednjeg kako bi kontaktna površina stražnjih pogonskih kotača bila što veća odnosno kako bi se mogla ostvariti što veća vučna sila na njima. Neupravljivi zakret kotača je sveden na najmanju vrijednost u svim uvjetima vožnje (≈ 0) što je od velike važnosti za samu stabilnost prilikom vožnje. Kako bi ovjes što bolje apsorbirao neravnine podloge bilo je potrebno projektirati ovjes koji će koristiti što veći hod amortizera/opruge pri vertikalnom hodu kotača. Ovjes Likosa pri najmanjem vertikalnom pomaku prema pravilniku ($\pm 25,4$ mm) koristi gotovo čitavi hod amortizera/opruge.

9.1. Specifikacije ovjesa

Masa bolida (bez vozača): 250 kg

Masa bolida (sa vozačem): 330 kg

Međuosovinski razmak: 1600 mm

Trag kotača: prednja osovina 1300 mm

stražnja osovina 1250 mm

Raspodjela težine (prednja-stražnja osovina): 50% -50%

Visina težišta: 300 mm

Hod kotača: $\pm 25,4$ mm

Hod amortizera/opruge: ± 25 mm

Hod letve volana: ± 25 mm

Maksimalno njihanje bolida: 2°

Visina centra rotacije: prednja osovina 245 mm

stražnja osovina 245 mm

Statički bočni nagib kotača : prednji kotači : -1°

stražnji kotači: $-0,5^\circ$

Statički uzdužni nagib osovine kotača: prednji kotači: $4,5^\circ$

stražnji kotači: 0°

Statički bočni nagib osovine kotača: prednji kotači: $4,5^\circ$

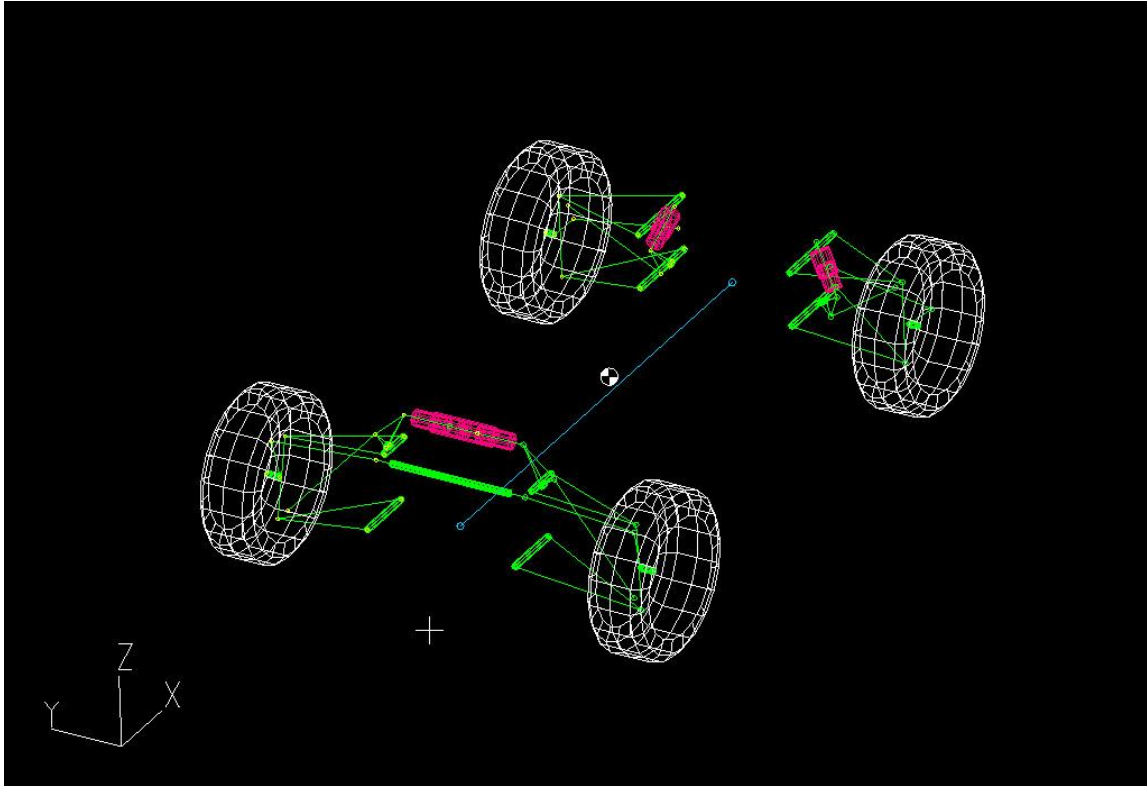
stražnji kotači: 0°

Mechanical trail: prednji kotači: 21 mm

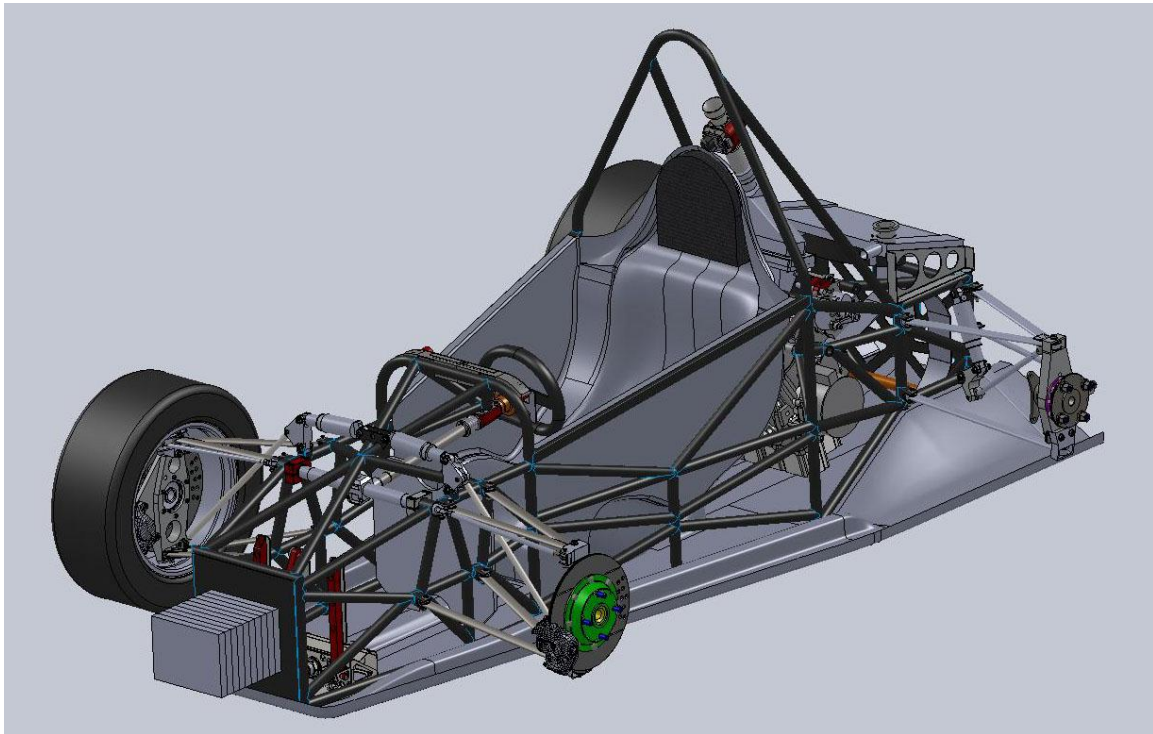
stražnji kotači: 0 mm

Polumjer zakreta kotača: prednji kotači: 35 mm

stražnji kotači: 15 mm

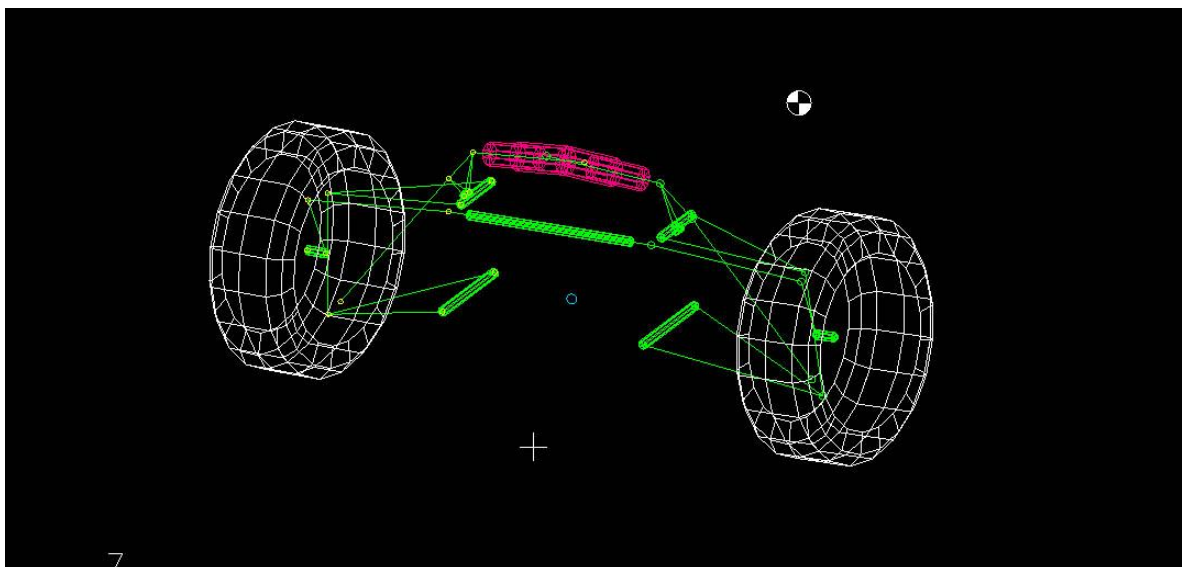


Slika 37. Shematski prikaz geometrije ovjesa Likosa



Slika 38. Prikaz CAD modela ovjesa rađenog u programu Solidworks

9.2. Prednji ovjes

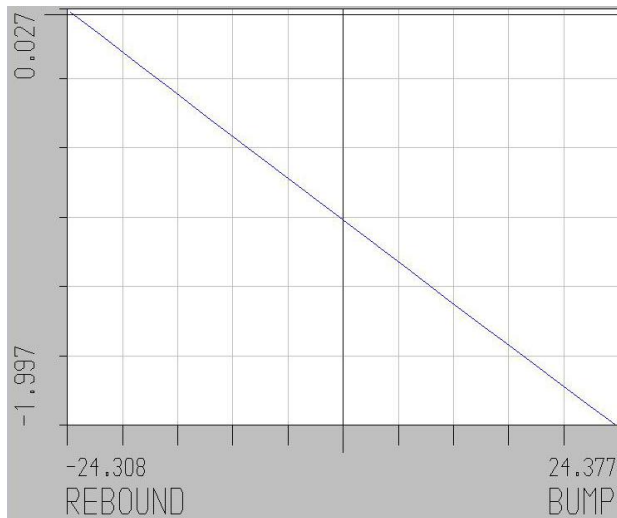


Slika 39. Geometrija prednjeg ovjesa

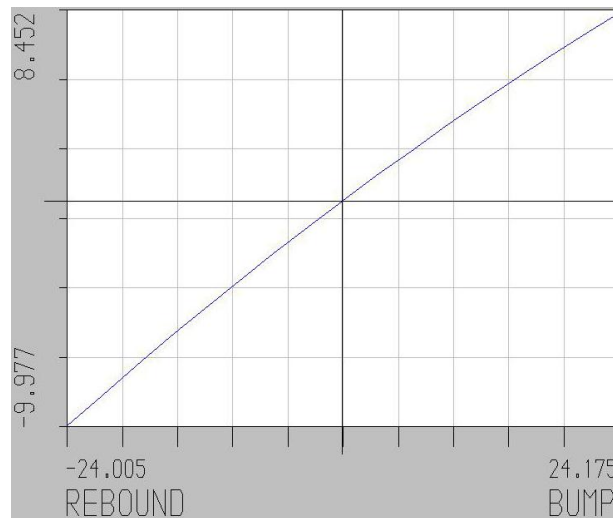
Tablica 2. Koordinate točaka prednjeg ovjesa

Prednji ovjes (točke prihvata)				
Točka Br.	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Naziv
POINT:1	85.00	-247.00	233.00	Donje rame - prednji prihvat
POINT:2	285.00	-247.00	233.00	Donje rame - stražnji prihvat
POINT:3	189.00	-610.00	125.00	Donje rame - prihvat rukavca
POINT:4	196.00	-247.00	428.00	Gornje rame - prednji prihvat
POINT:5	315.00	-247.00	428.00	Gornje rame - stražnji prihvat
POINT:6	211.00	-589.00	395.00	Gornje rame - prihvat rukavca
POINT:7	197.00	-581.00	155.00	Spona amortizer/opruga - prihvat ramena
POINT:8	240.00	-300.00	460.00	Spona amortizer/opruga - prihvat klackalice
POINT:9	166.00	-608.00	397.00	Spona letve volana - prihvat rukavca
POINT:10	155.00	-250.00	430.00	Spona letve volana - prihvat letve volana
POINT:11	240.00	47.00	550.00	Amortizer/opruga - prihvat rešetke
POINT:12	240.00	-210.00	528.83	Amortizer/opruga - prihvat klackalice
POINT:13	200.00	-604.25	259.90	Osovinica kotača
POINT:14	200.00	-650.00	260.70	Središte kotača

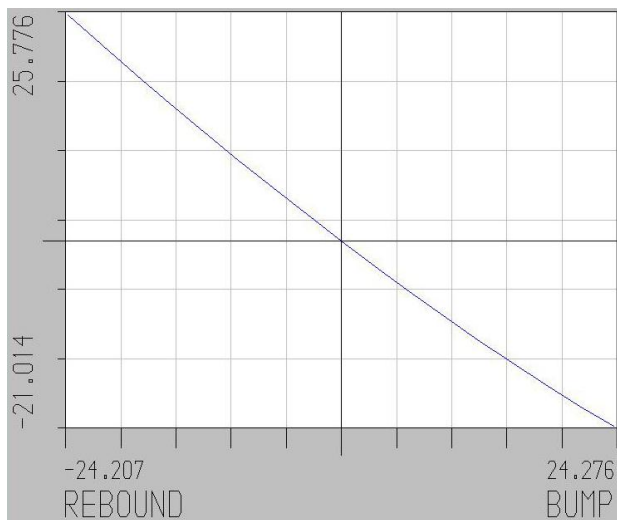
9.2.1. Promjene parametara ovjesa pri vertikalnom pomaku kotača



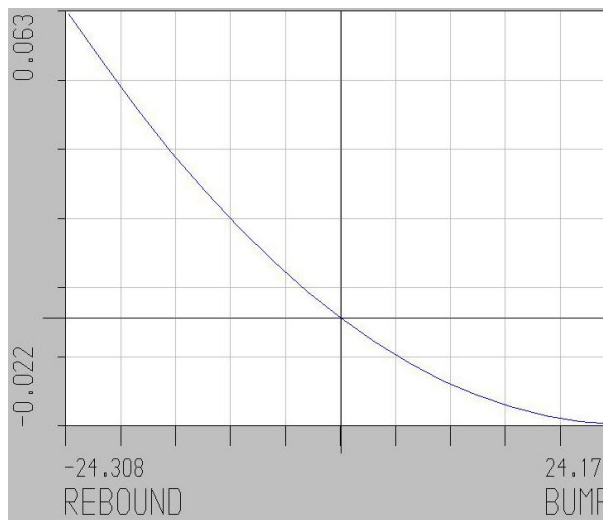
Promjena bočnog nagiba kotača



Promjena polovine traga kotača

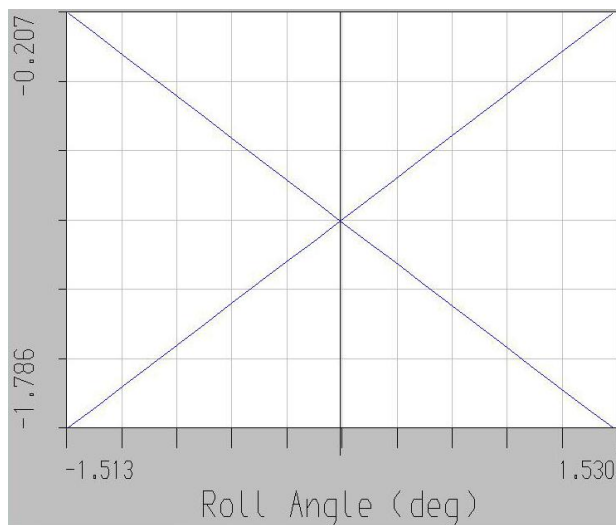


Promjena hoda amortizera/opruge

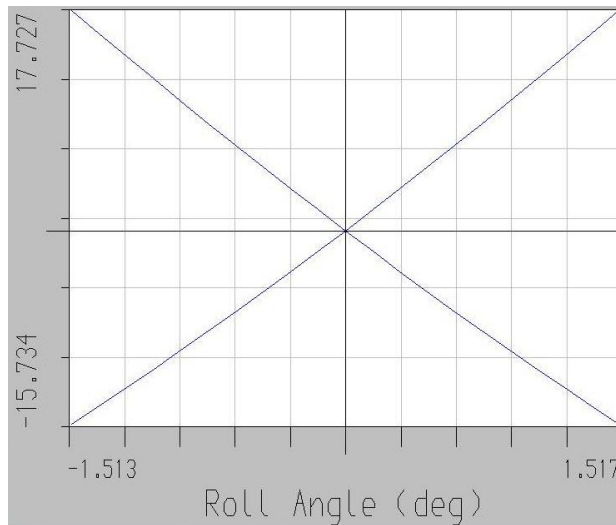


Promjena otvorenosti/zatvorenosti kotača

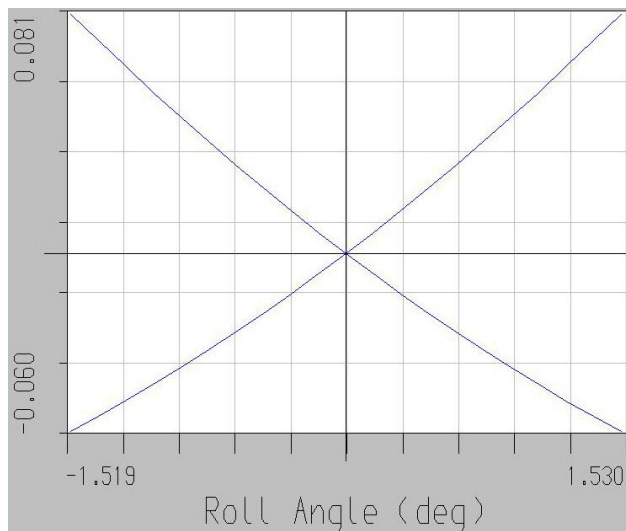
9.2.2. Promjene parametara ovjesa pri njihanju rešetke



Promjena bočnog nagiba kotača

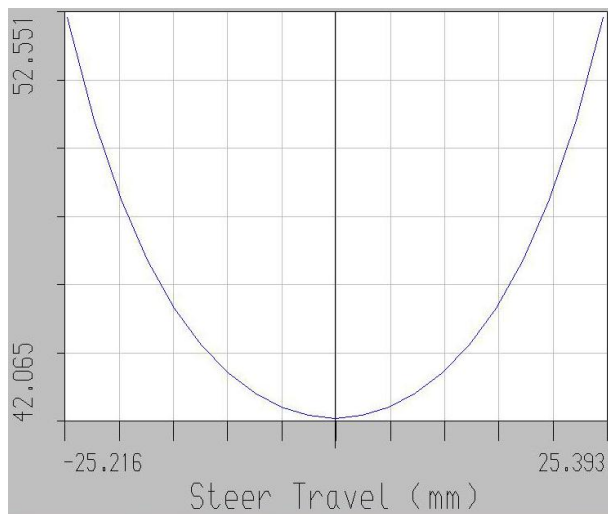


Promjena hoda amortizera/opruge

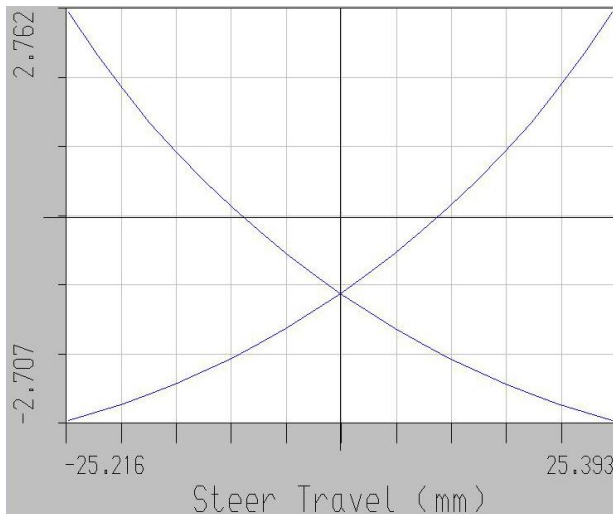


Promjena otvorenosti/zatvorenosti kotača

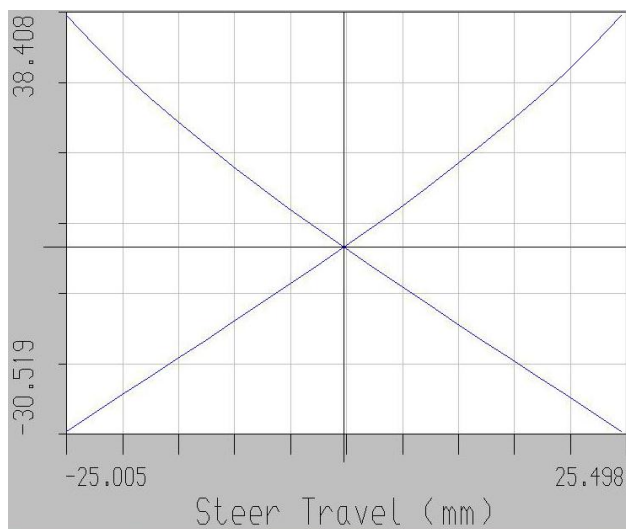
9.2.3. Promjene parametara ovjesa pri skretanju



Promjena Ackermanove geometrije (%)

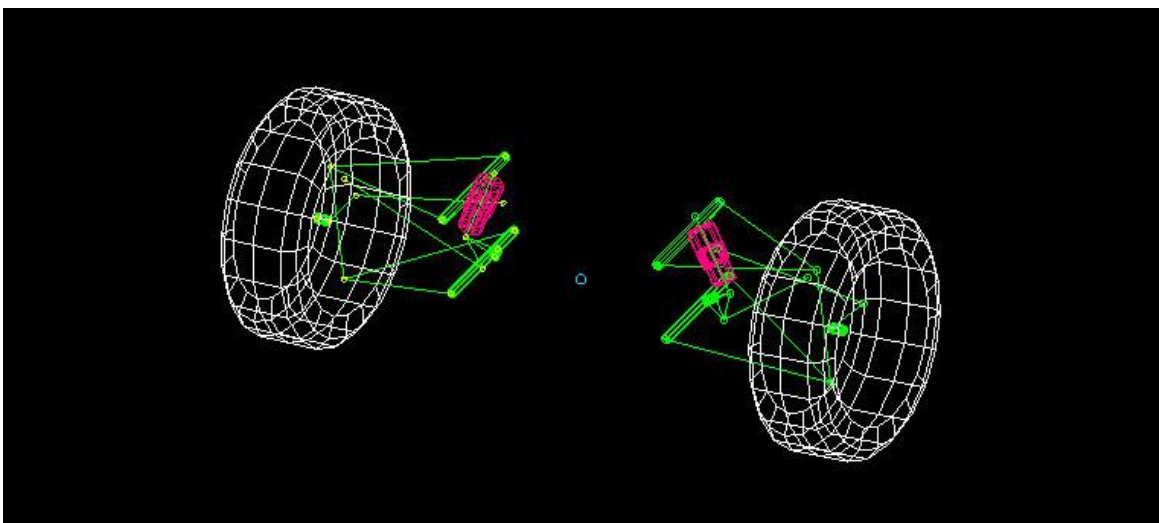


Promjena bočnog nagiba kotača



Promjena otvorenosti/zatvorenosti kotača

9.3. Stražnji ovjes

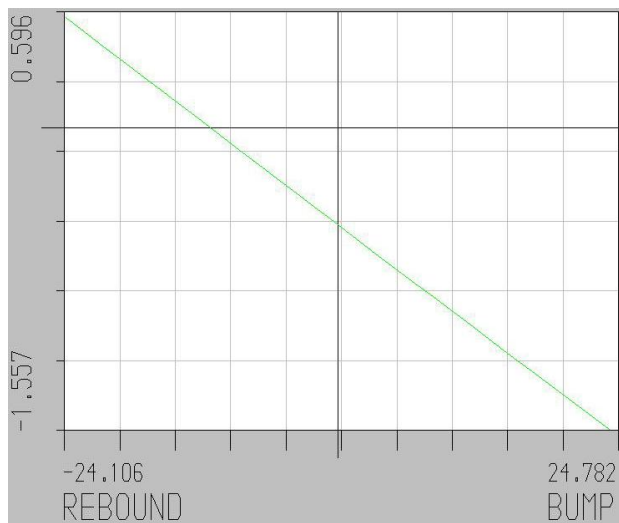


Slika 40. Geometrija stražnjeg ovjesa

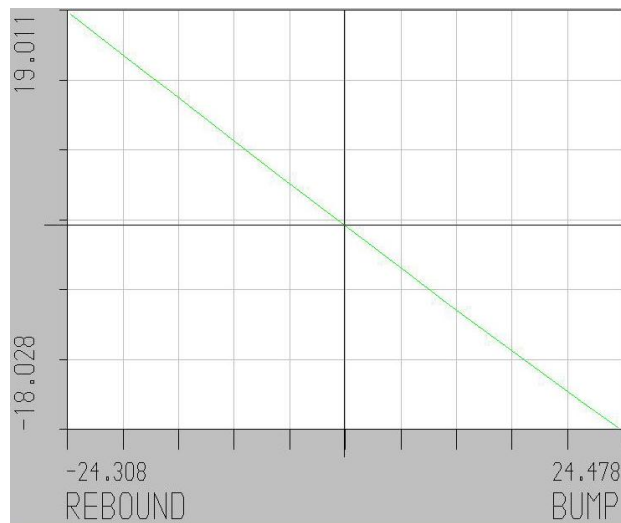
Tablica 3. Koordinate točaka stražnjeg ovjesa

Stražnji ovjes (točke prihvata)				
Točka Br.	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Naziv
POINT:1	1701.00	-254.00	217.70	Donje rame - prednji prihvat
POINT:2	1962.00	-254.00	217.70	Donje rame - stražnji prihvat
POINT:3	1800.00	-576.00	125.70	Donje rame - prihvat rukavca
POINT:4	1701.00	-254.00	395.70	Gornje rame - prednji prihvat
POINT:5	1962.00	-254.00	395.70	Gornje rame - stražnji prihvat
POINT:6	1800.00	-576.00	395.70	Gornje rame - prihvat rukavca
POINT:7	1805.00	-548.00	368.70	Spona amortizer/opruga - prihvat ramena
POINT:8	1876.00	-285.00	169.70	Spona amortizer/opruga - prihvat klackalice
POINT:9	1919.00	-601.00	251.70	Spona (engl./toe link/) - prihvat rukavca
POINT:10	1932.00	-254.00	300.70	Spona (engl./toe link/) - prihvat letve volana
POINT:11	1888.00	-238.00	400.70	Amortizer/opruga - prihvat rešetke
POINT:12	1868.00	-313.00	243.70	Amortizer/opruga - prihvat klackalice
POINT:13	1800.00	-594.00	260.16	Osovinica kotača
POINT:14	1800.00	-625.00	260.70	Središte kotača

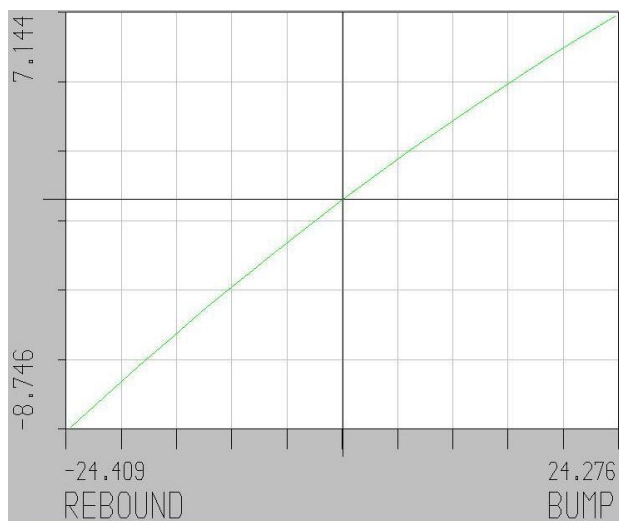
9.3.1. Promjene parametara ovjesa pri vertikalnom pomaku kotača



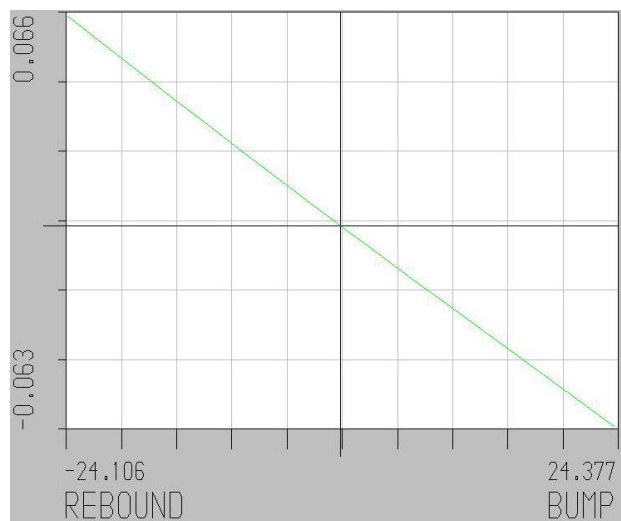
Promjena bočnog nagiba kotača



Promjena hoda amortizera/opruge

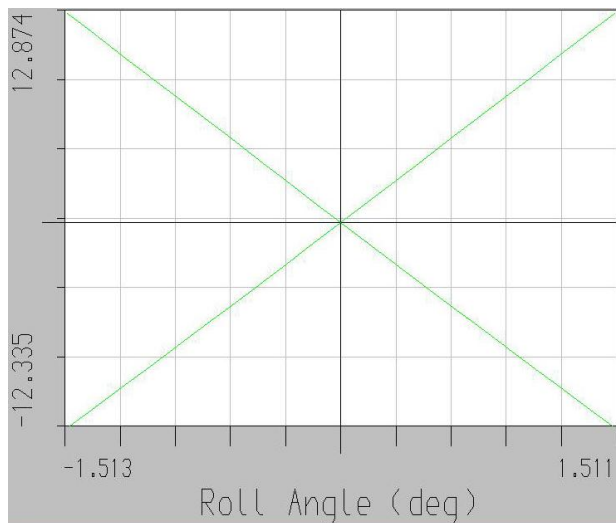


Promjena polovine traga kotača

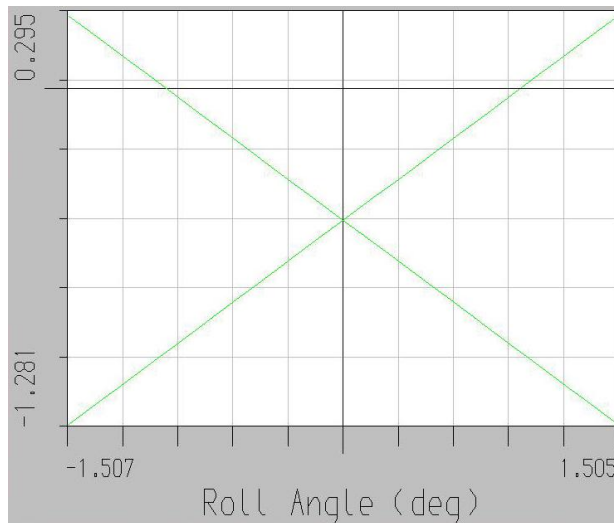


Promjerna otvorenosti/zatvorenosti kotača

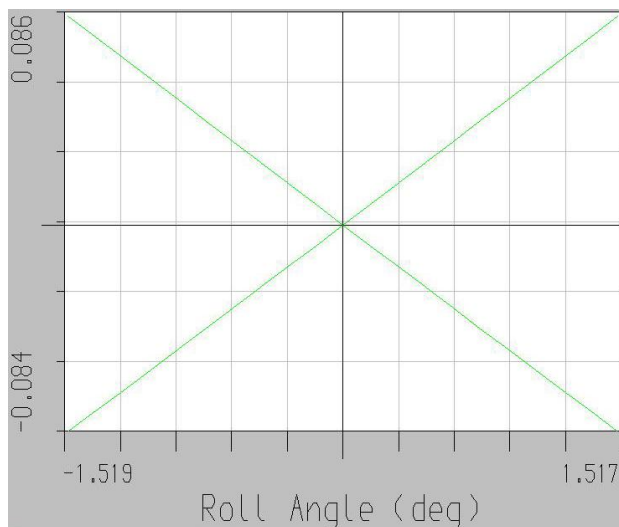
9.3.2. Promjene parametara ovjesa pri njihanju rešetke



Promjena hoda amortizera/opruge



Promjena bočnog nagiba kotača



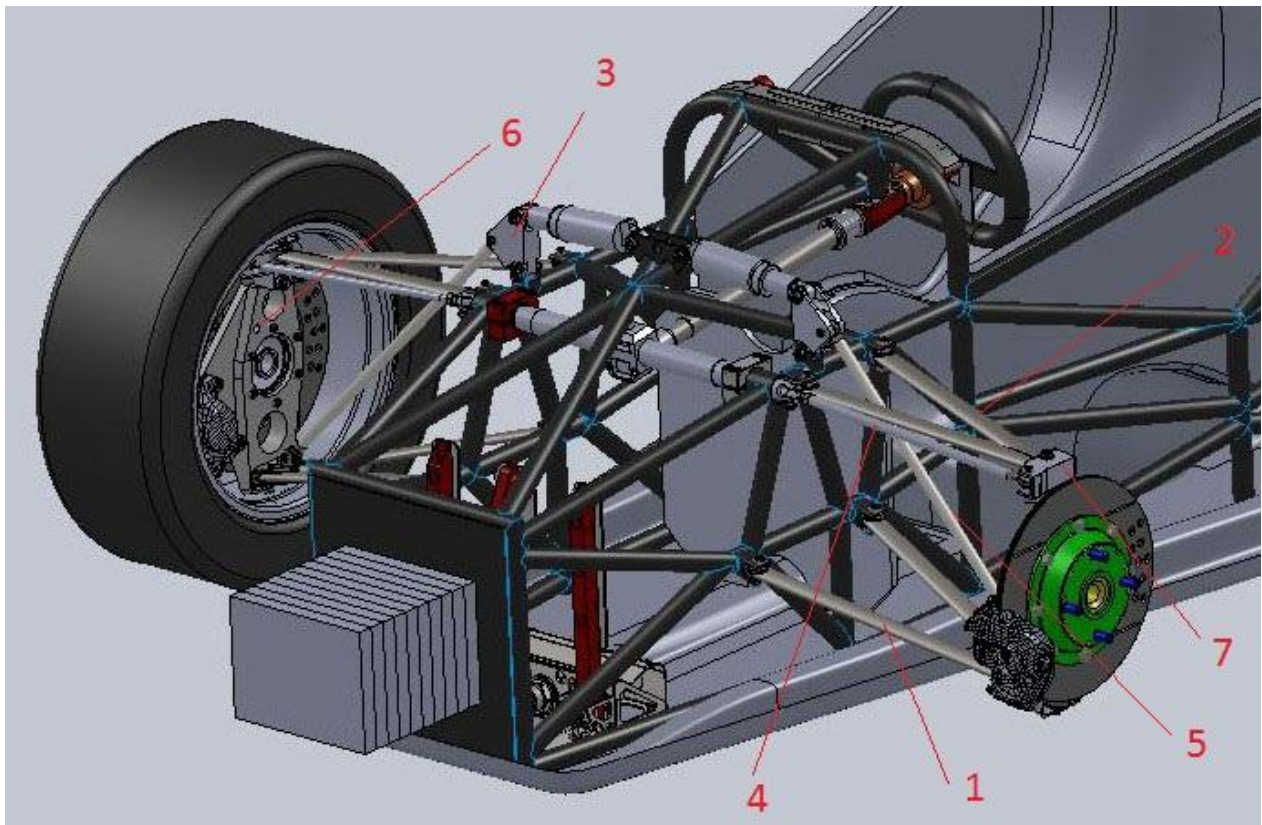
Promjerna otvorenosti/zatvorenosti kotača

10. Proračun čvrstoće komponenata prednjeg ovjesa

Nakon definiranja geometrije i konstruiranja pojedinih komponenti ovjesa na njima se vrši proračun čvrstoće metodom konačnih elemenata. Analize i proračuni su se provodili u Catii korištenjem 'Generative structural analysis' modula. Za svaku komponentu je bilo potrebno poznavati materijal od kojeg će se izraditi, karakteristike materijala, rubne uvjete i opterećenja koja djeluju na nju prilikom rada ovjesa.

Prilikom proračuna ispitivano je ponašanje pojedinih komponenti pri djelovanju najvećih opterećenja koja se teoretski mogu ostvariti na ovjesu. Najveće vrijednosti opterećenja uzeta su iz ranije izrađenog proračuna.

Modeli su analizirani korištenjem tetraederskih paraboličnih konačnih elemenata. Rezultati dobivenih naprezanja su morala biti manja od granice plastičnosti pojedinog materijala, a ne od dopuštenih naprezanja sa određenim faktorom sigurnosti pošto su ti faktori sigurnosti korišteni pri određivanju sila u proračunu.



Slika 41. Komponente prednjeg ovjesa za koje se vršio proračun čvrstoće:

1 - donje rame, 2 – gornje rame, 3 – klackalica, 4 – spona letve volana, 5 – spona klackalice i ramena. 6 – nosač rukavca (donji dio), 7 – nosač rukavca (gornji dio)

10.1. Donje rame

Materijal: St 52

Modul elastičnosti (E): 205000 N/mm²

Gustoća materijala (ρ): 7870 kg/m³

Granica plastičnosti ($R_{p0,2}$): 345 N/mm²

Vlačna čvrstoća (R_m): 490 N/mm²



Slika 42. Model donjeg ramena sa definiranim točkama prihvata: 1 – prednji sferni ležaj (prihvat šasije), 2 – stražnji sferni ležaj (prihvat šasije), 3 – prihvat spona klackalice, 4 – sferni ležaj (prihvat nosača rukavca)

Vrsta elemenata: tetraederski parabolični elementi

Veličina elementa: 10 mm

Broj elemenata: 21162

Broj čvorova: 41501

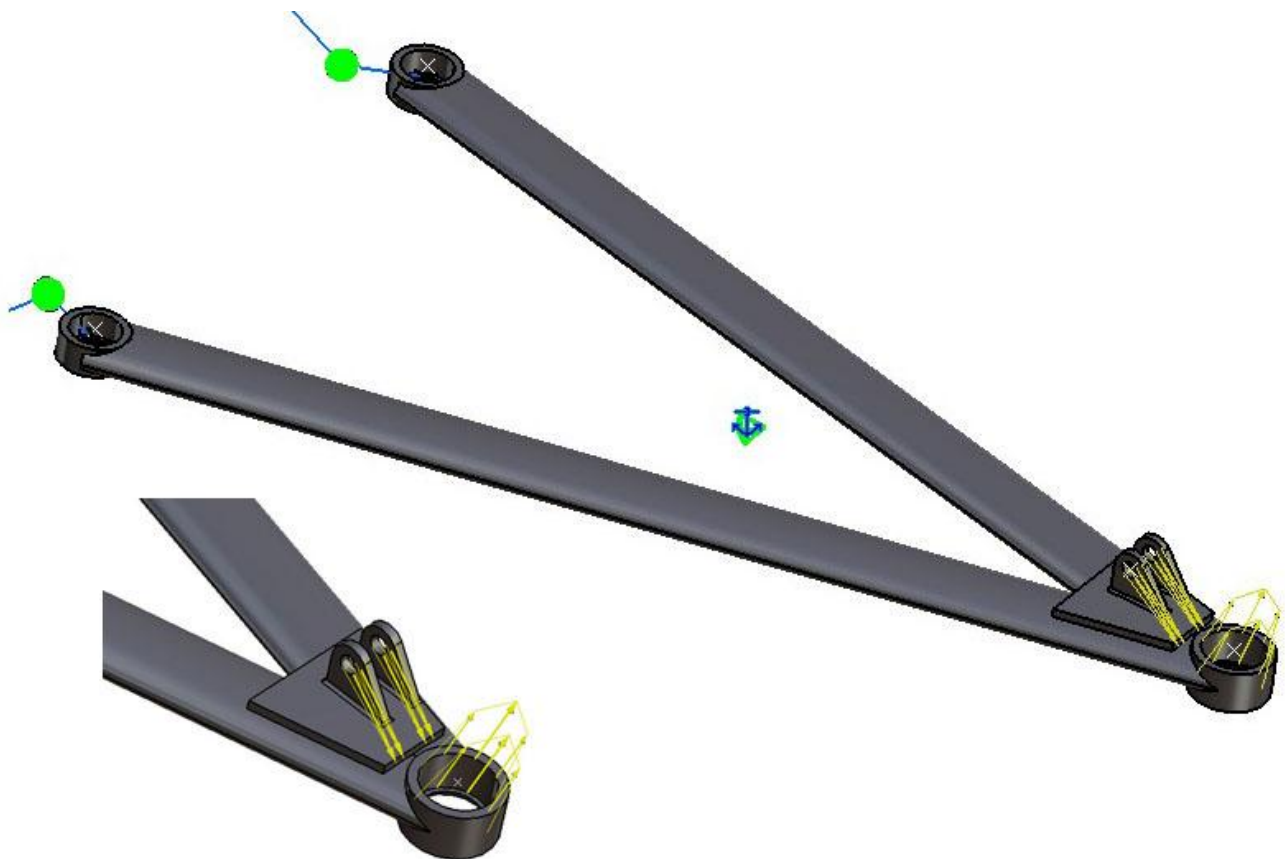
Uzdužno opterećenje na vanjskom prihvat: 2700 N

Bočno opterećenje na vanjskom prihvat: 850 N

Opterećenje u prihvatu spone klackalice: 2878 N

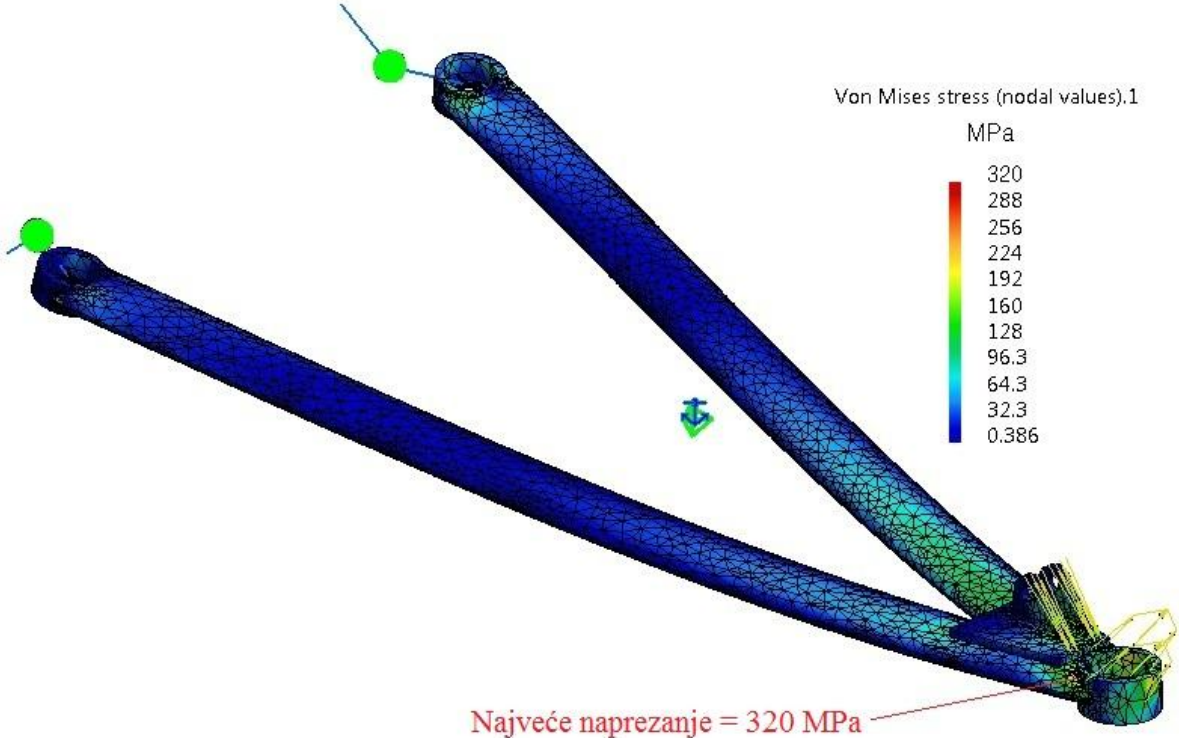
Unutarnji prihvat (prihvati šasijske) su definirani kao (engl./*ball joint*/) prihvat tj. točkama prihvat je omogućena rotacija oko svih osi dok su im translacije onemogućene u svim smjerovima.

Procjenjena globalna greška: 15% (zadovoljava)

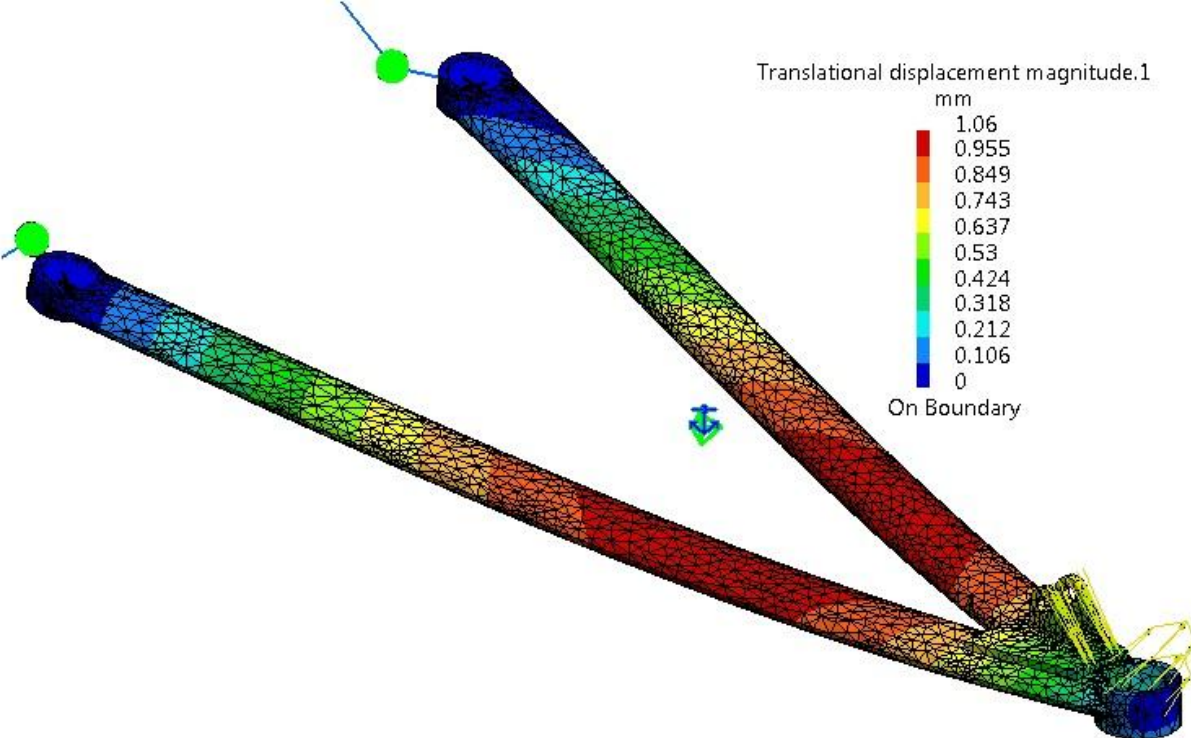


Slika 43. Prikaz rubnih uvjeta i opterećenja donjeg ramena

Naprezanja po Von Misses-u:



Progibi:



10.2. Gornje rame

Materijal: St 52

Modul elastičnosti (E): 205000 N/mm²

Gustoća materijala (ρ): 7870 kg/m³

Granica plastičnosti ($R_{p0,2}$): 345 N/mm²

Vlačna čvrstoća (R_m): 490 N/mm²



Slika 44. Model gornjeg ramena sa definiranim tačkama prihvata: 1 – prednji sferni ležaj (prihvat šasije), 2 – stražnji sferni ležaj (prihvat šasije), 3 – sferni ležaj (prihvat nosača rukavca)

Vrsta elemenata: tetraederski parabolični elementi

Veličina elementa: 10 mm

Broj elemenata: 17575

Broj čvorova: 34691

Uzdužno opterećenje na vanjskom prihvatu: 2700N

Bočno opterećenje na vanjskom prihvatu: 850N

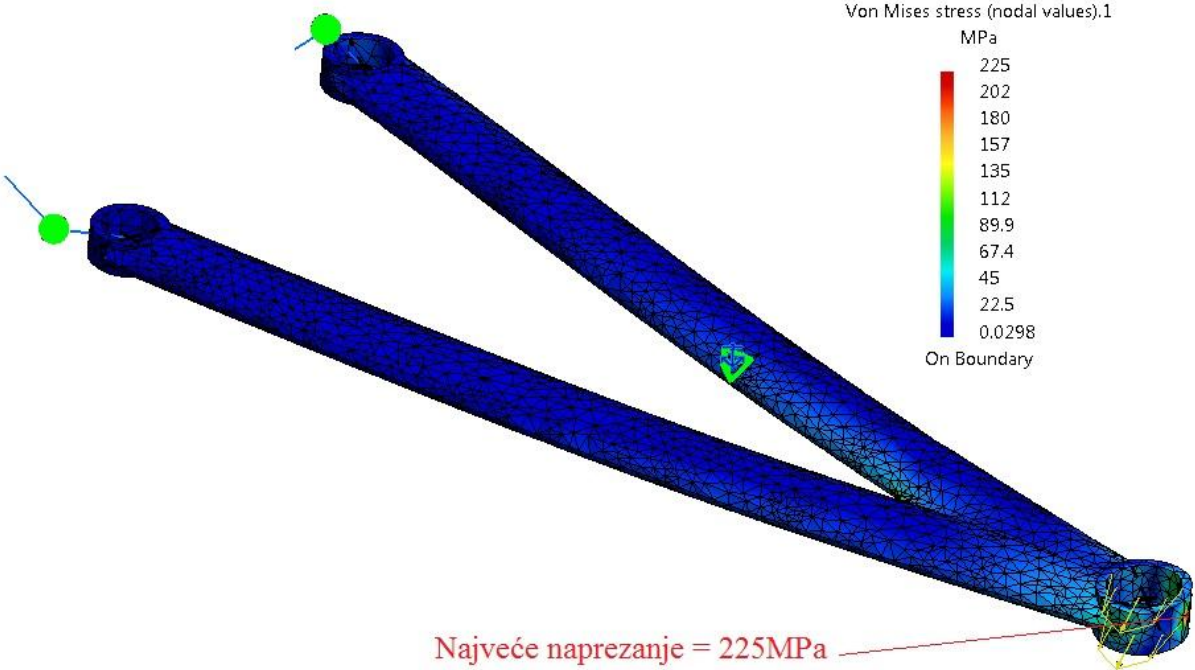
Unutarnji prihvati (prihvat šasijske) su definirani kao (engl./ball joint/) prihvat tj. točkama prihvat je omogućena rotacija oko svih osi dok su im translacije onemogućene u svim smjerovima.

Procjenjena globalna greška: 19% (zadovoljava)

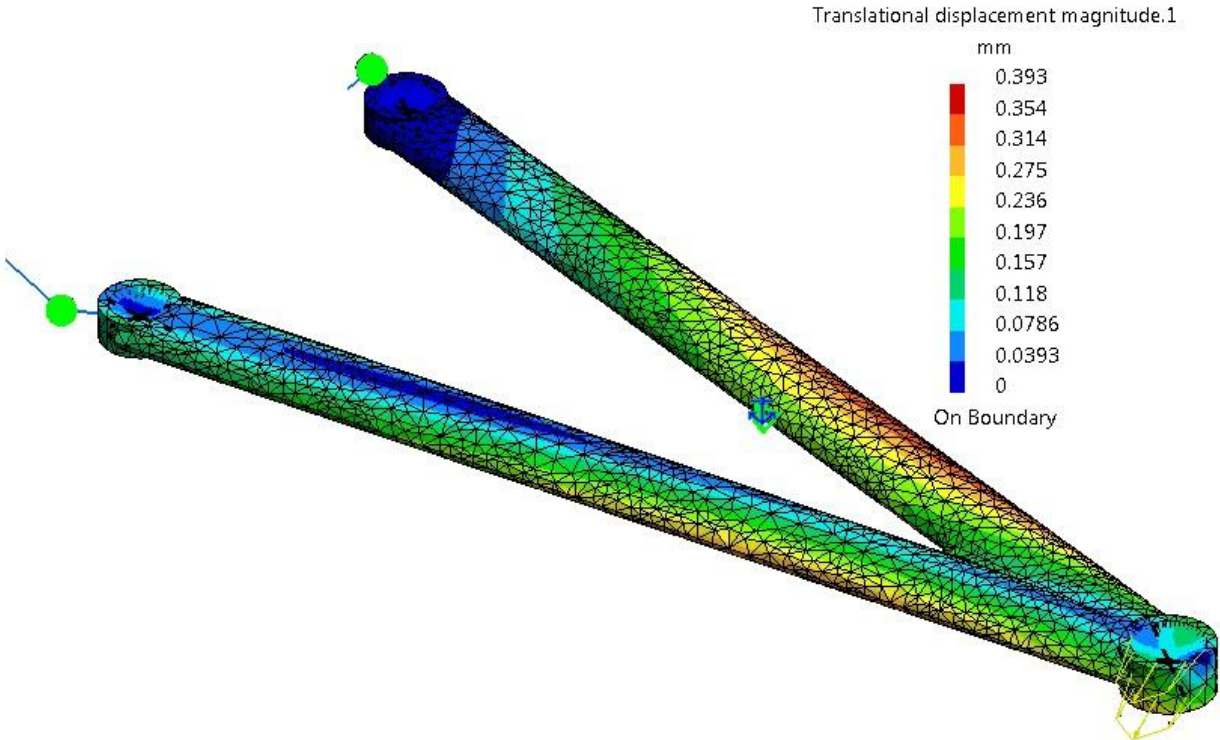


Slika 45. Prikaz rubnih uvjeta i opterećenja gornjeg ramena

Naprežanja po Von Misses-u:



Progibi:



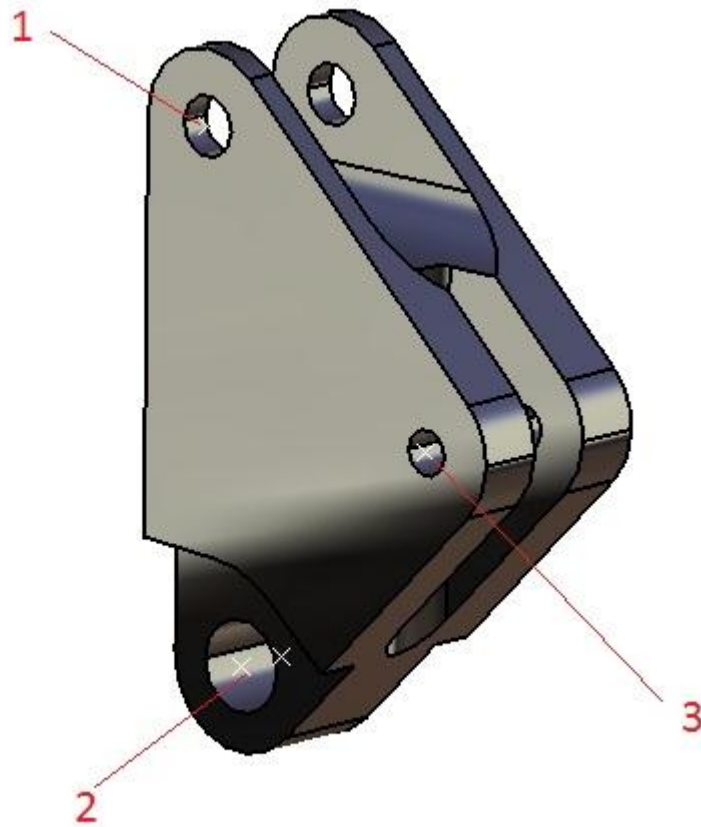
10.3. Klackalica

Materijal : legura aluminija

Modul elastičnosti (E): 70000 N/mm²

Granica plastičnosti ($R_{p0,2}$): 350 N/mm²

Vlačna čvrstoća (R_m): 420 N/mm²



Slika 46. Model klackalice sa definiranim točkama prihvata: 1 – prihvata amortizera/opruge, 2 – prihvata klackalice na šasiji, 3 – prihvata spona klackalice

Vrsta elemenata: tetraederski elementi

Veličina elementa: 6 mm

Broj elemenata: 3015

Broj čvorova: 5693

Opterećenje na prijvatu amortizera/opruge: 2056 N

Opterećenje na prijvatu spone klackalice: 2879N

Opterećenja u prijvatima su usmjerena u smjeru amortizera/opruge i spone. Prijvat na šasiji je definiran kao (engl. /pivot/) tj. omogućena mu je jedna rotacija oko osi provrta dok su gibanja u 5 ostalih smjerova onemogućena.

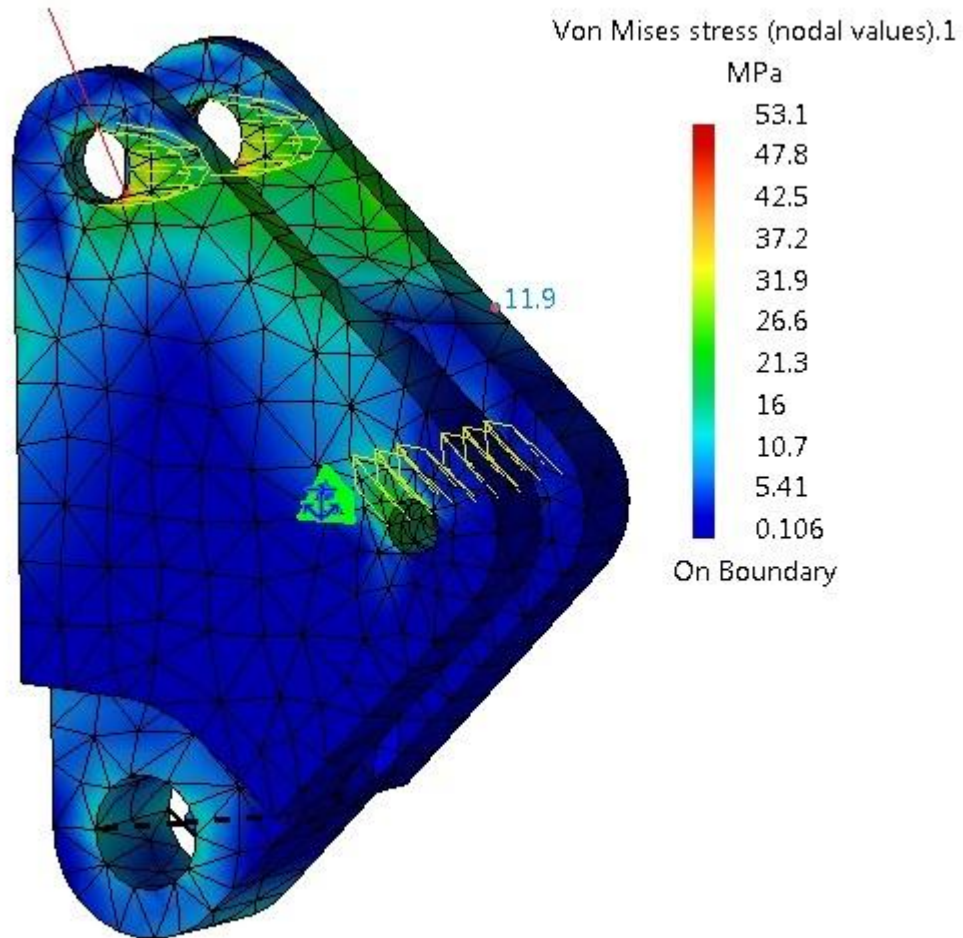
Procjenjena globalna greška: 12% (zadovoljava)



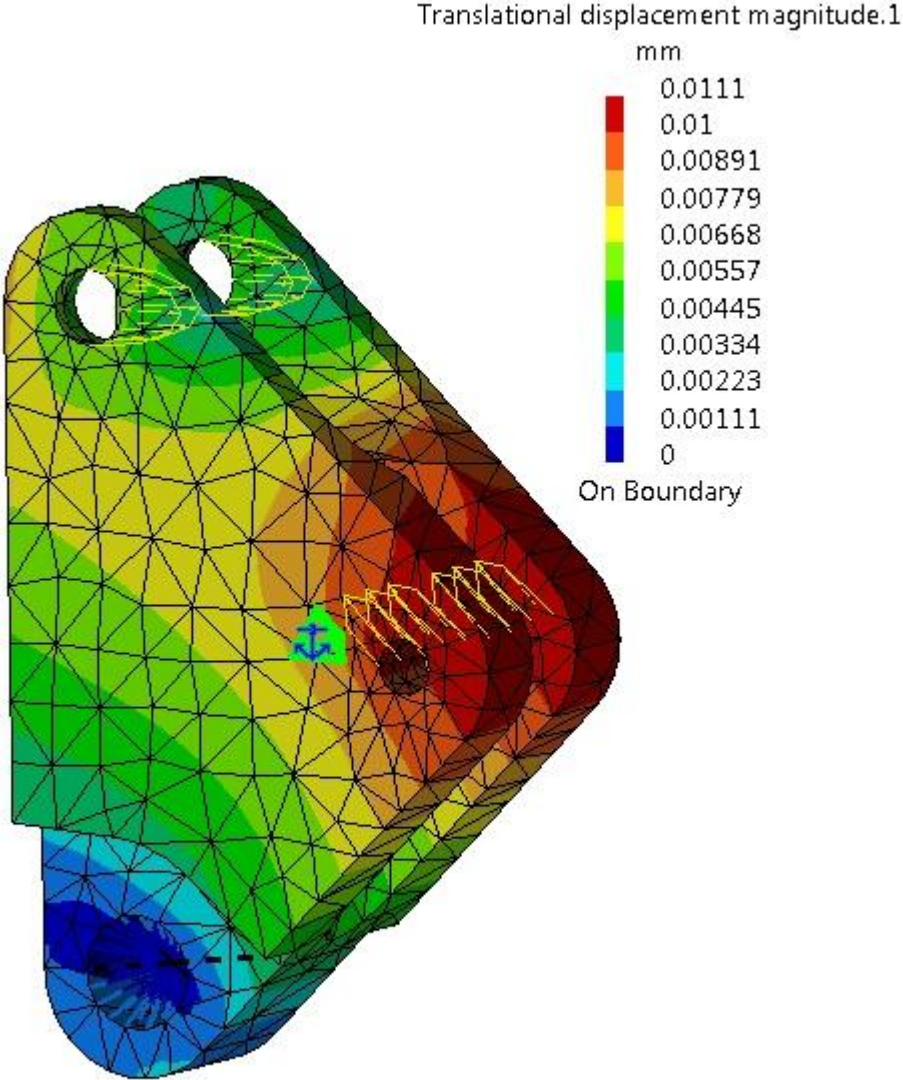
Slika 47. Prikaz rubnih uvjeta i opterećenja klackalice

Naprežanja po Von Misses-u:

Najveće naprežanje = 53,1 MPa



Progibi:



10.4. Spona letve volana

Materijal: St 37-2

Modul elastičnosti (E): 205000 N/mm²

Gustoća materijala (ρ): 7870 kg/m³

Granica plastičnosti ($R_{p0,2}$): 225 N/mm²

Vlačna čvrstoća (R_m): 340 N/mm²



Slika 48. Model spona letve volana sa definiranim tačkama prihvata: 1 – prihvata spona na letvi volana (preko sfernog ležaja), 2 – prihvata spona na nosaču rukavca (preko sfernog ležaja)

Vrsta elemenata: tetraederski parabolični elementi

Veličina elementa: 6 mm

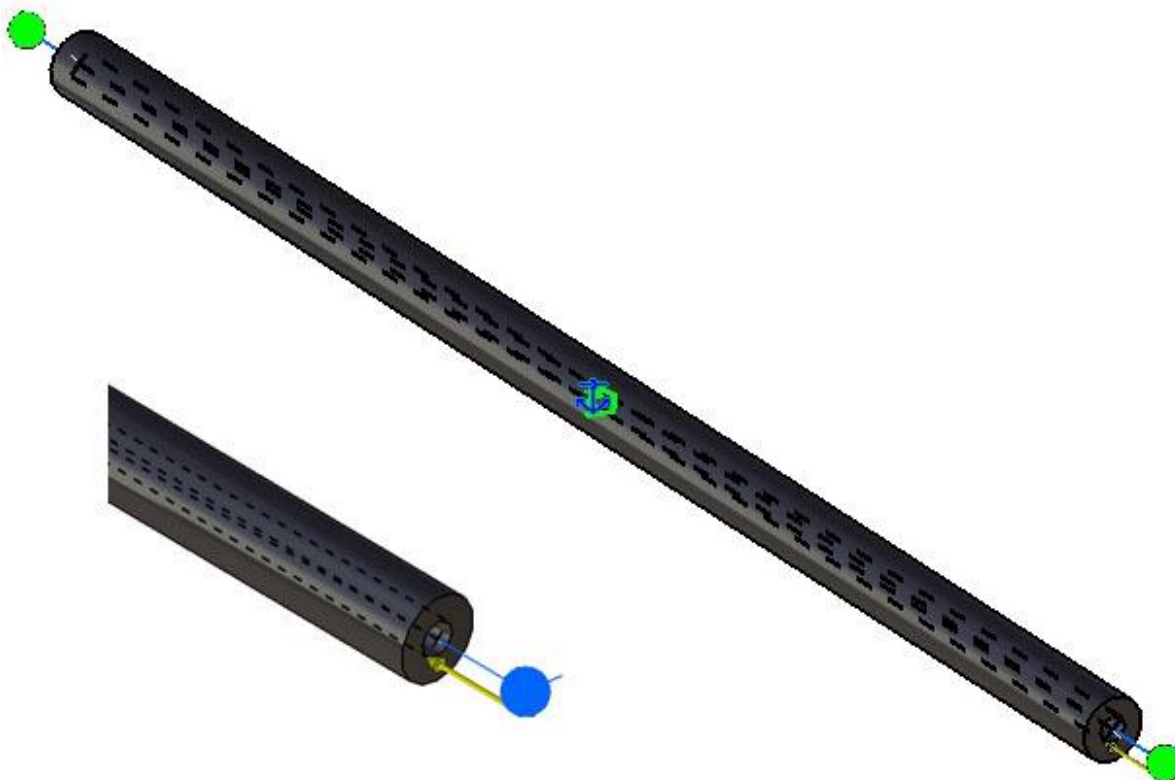
Broj elemenata: 9351

Broj čvorova: 16856

Uzdužno opterećenje na sponi: 1755 N

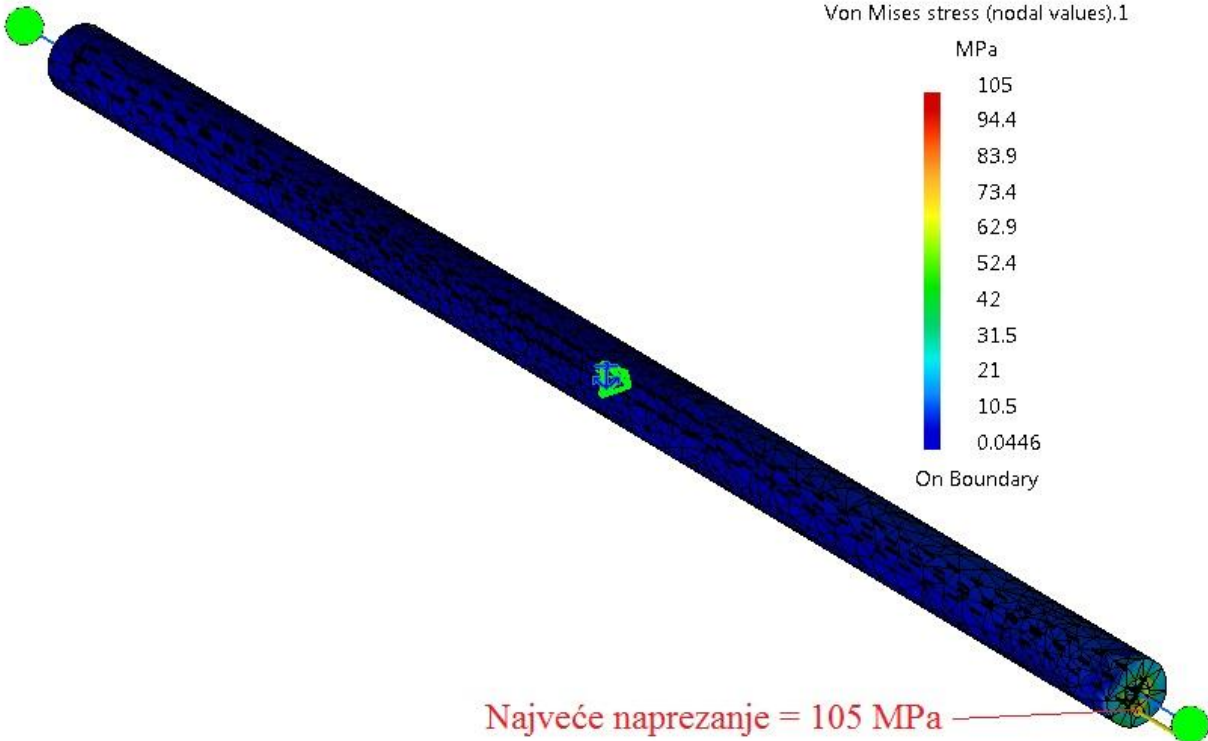
Prihvati na krajevima spone su definirani kao (engl./*ball joint*/) prihvat tj. točkama prihvata je omogućena rotacija oko svih osi dok su im translacije onemogućene u svim smjerovima.

Procjenjena globalna greška: 16% (zadovoljava)

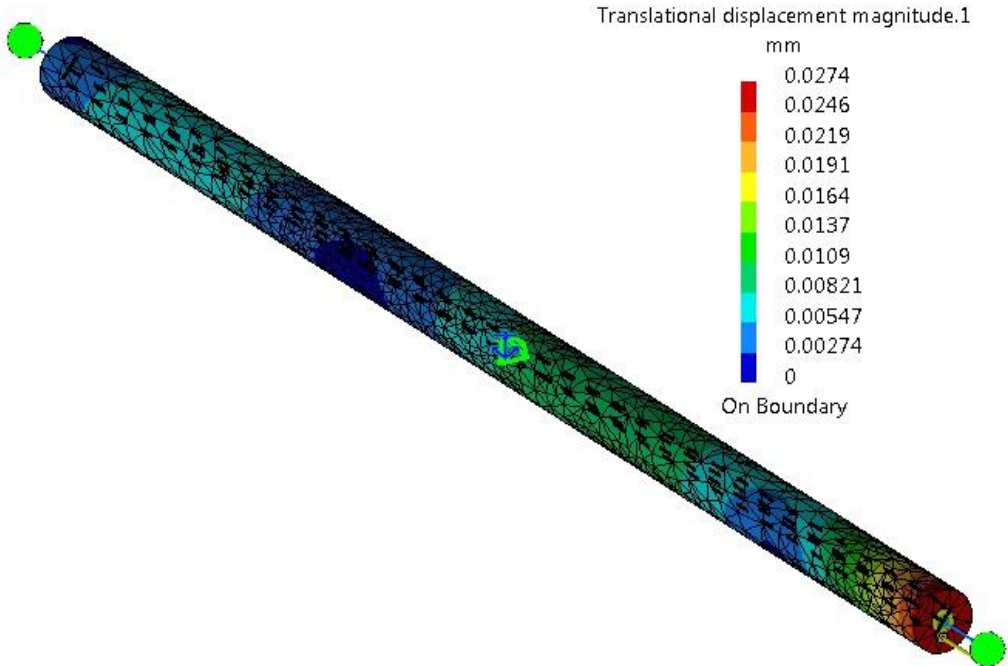


Slika 49. Prikaz rubnih uvjeta i opterećenja spone letve volana

Naprežanja po Von Misses-u:



Progibi:



10.5. Spona klackalice i ramena

Materijal: St 37-2

Modul elastičnosti (E): 205000 N/mm²

Gustoća materijala (ρ): 7870 kg/m³

Granica plastičnosti ($R_{p0,2}$): 225 N/mm²

Vlačna čvrstoća (R_m): 340 N/mm²



Slika 50. Model spona klackalice i ramena sa definiranim točkama prihvata: 1 – prihvata spona i klackalice (preko sfernog ležaja), 2 – prihvata spona i ramena (preko sfernog ležaja)

Vrsta elemenata: tetraederski parabolični elementi

Broj elemenata: 7671

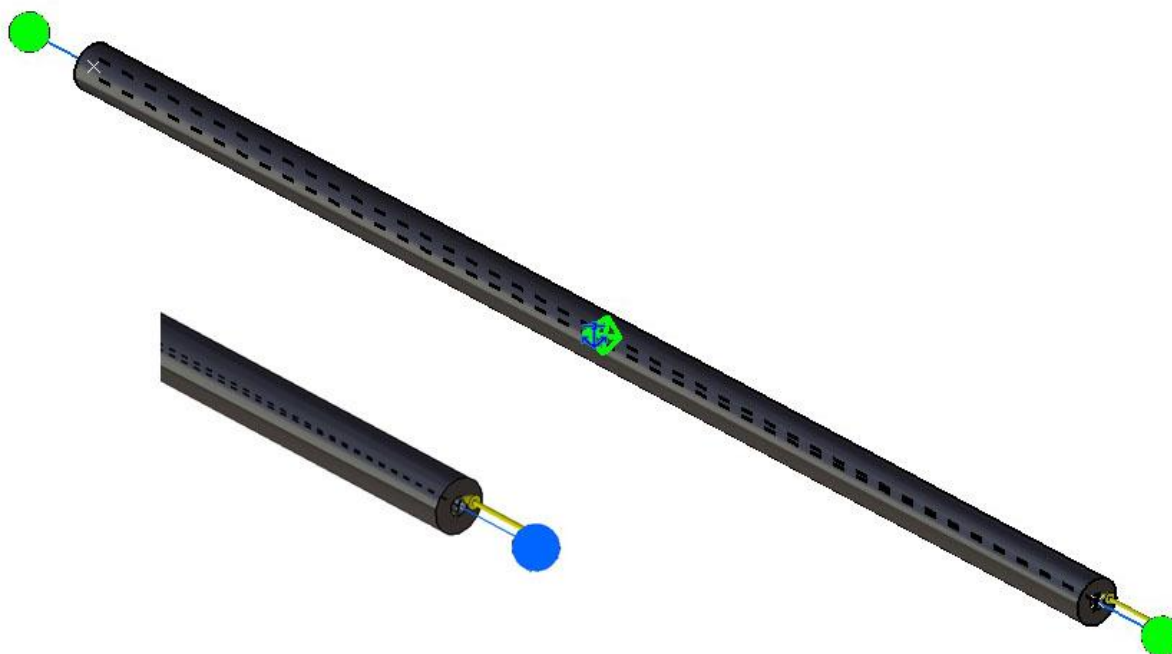
Broj čvorova: 13958

Veličina elementa: 6 mm

Uzdužno opterećenje na sponi: 2879 N

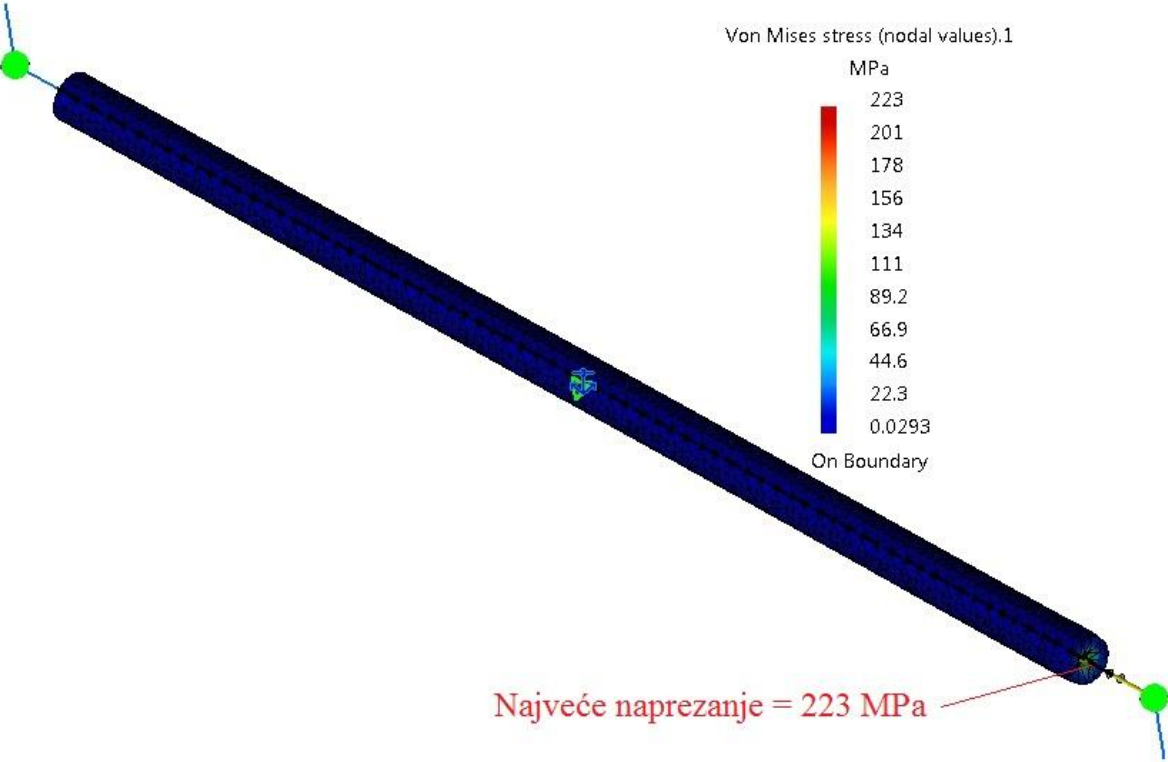
Prihvati na krajevima spone su definirani kao engl. (*ball joint*) prihvat tj. točkama prihvata je omogućena rotacija oko svih osi dok su im translacije onemogućene u svim smjerovima.

Procjenjena globalna greška: 19% (zadovoljava)

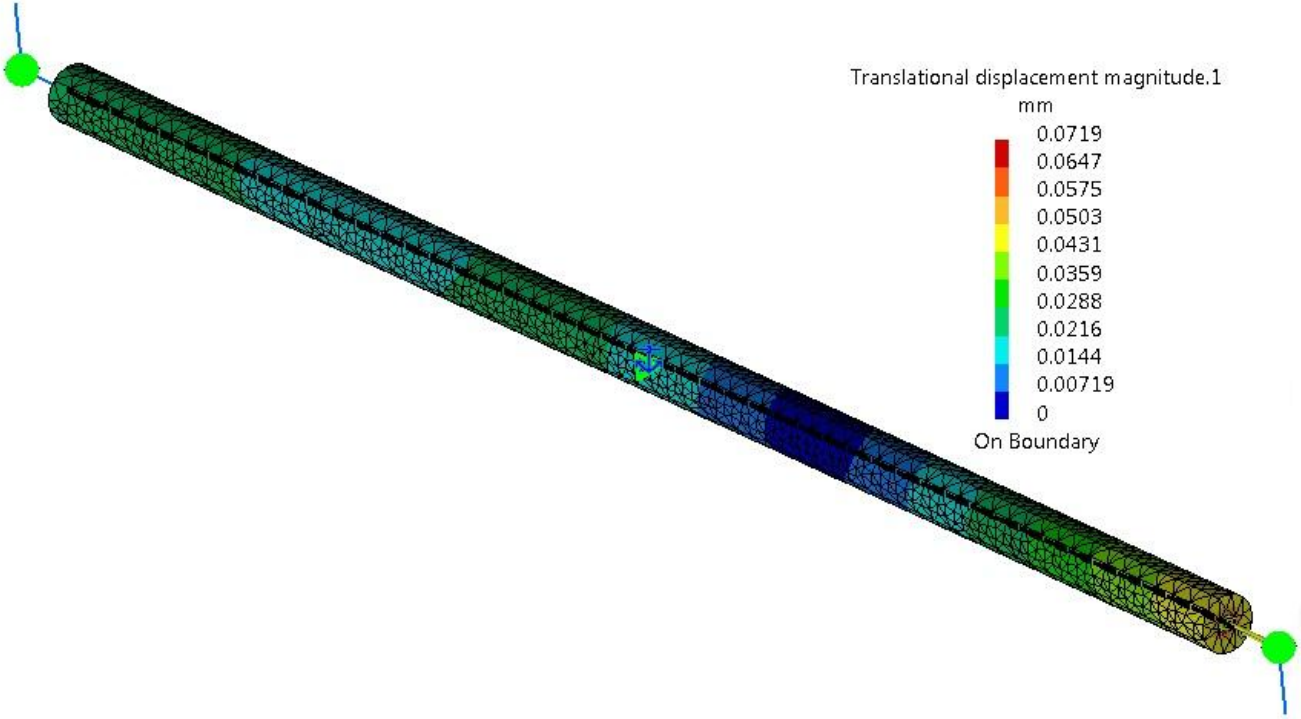


Slika 51. Prikaz rubnih uvjeta i opterećenja spone klackalice

Naprezanja po Von Misses-u:



Progibi:



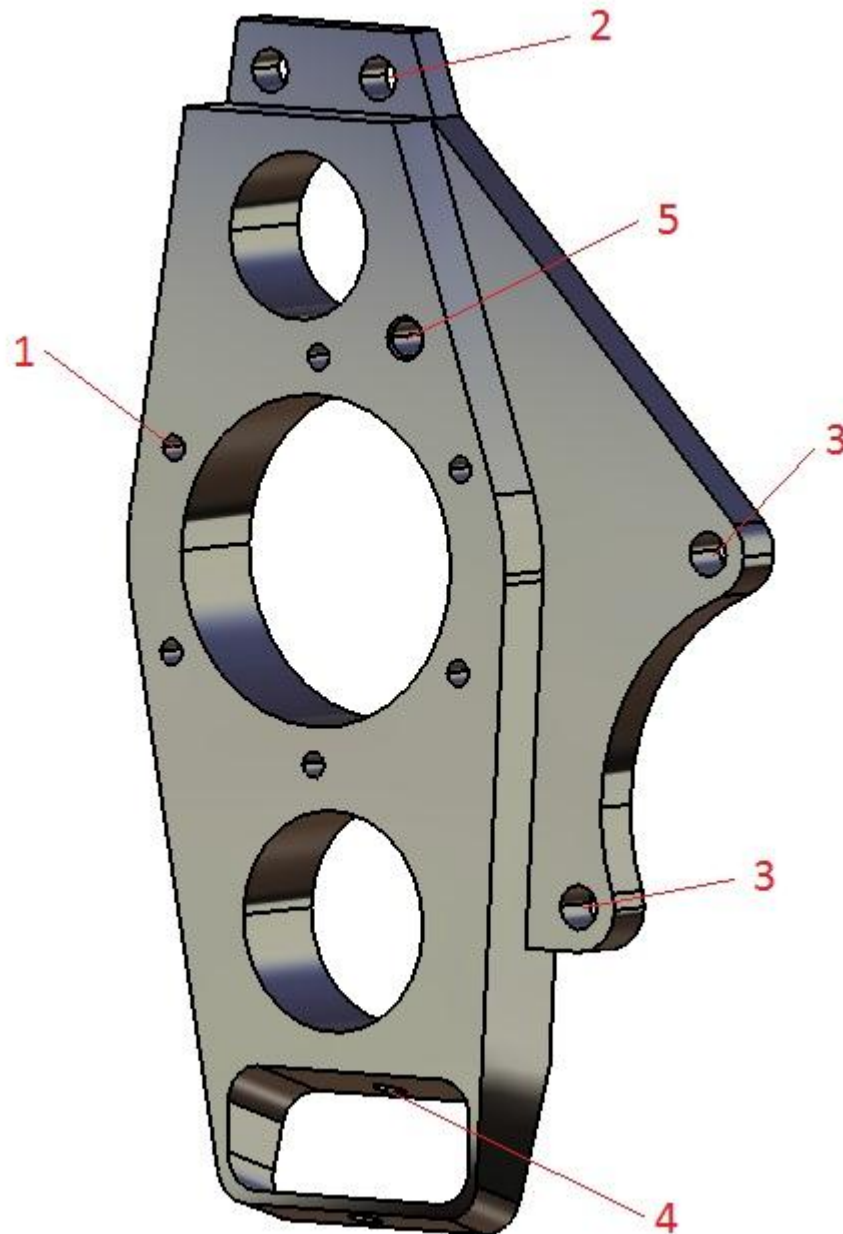
10.6. Nosač rukavca (donji dio)

Materijal : legura aluminija

Modul elastičnosti (E): 70000 N/mm²

Granica plastičnosti ($R_{p0,2}$): 350 N/mm²

Vlačna čvrstoća (R_m): 420 N/mm²



Slika 52. Model nosača rukavca sa definiranim točkama prihвата: 1 – prihvat kućišta ležaja, 2 – prihvat gornjeg dijela nosača rukavca, 3 – prihvat za čeljust kočnice, 4 – prihvat donjeg ramena, 5 – prihvat senzora

Vrsta elemenata: tetraederski parabolični elementi

Broj elemenata: 16141

Broj čvorova: 27462

Veličina elementa: 6 mm

Uzdužno opterećenje na gornjem prihvatu nosača rukavca: 2700 N

Bočno opterećenje na gornjem prihvatu nosača rukavca: 850 N

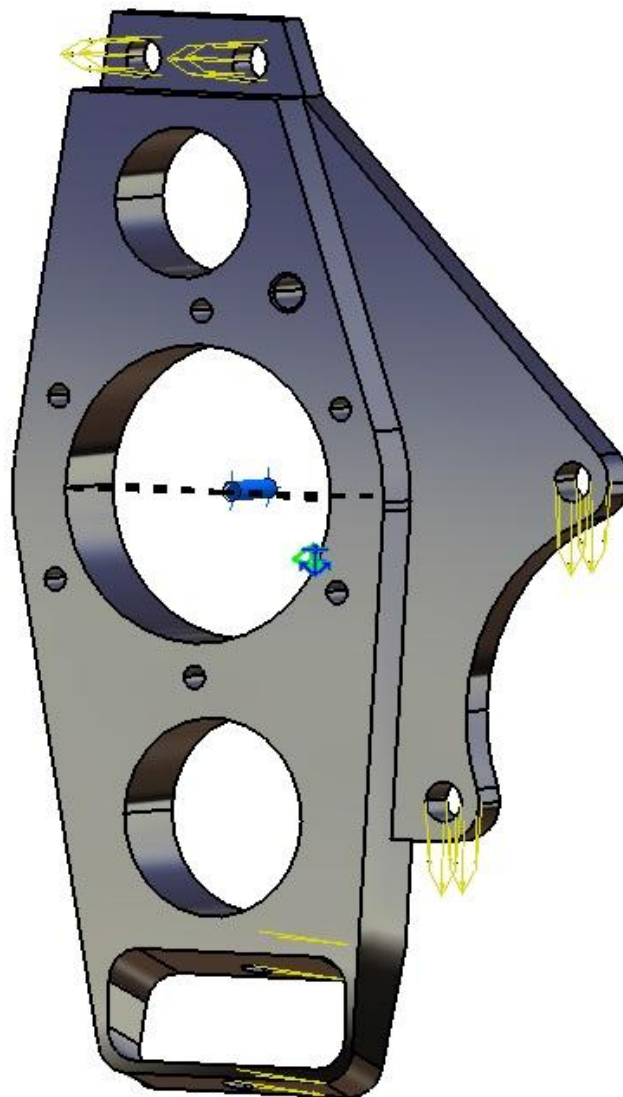
Opterećenje na prihvata čeljusti kočnice: 6618 N

Uzdužno opterećenje na donjem prihvatu ramena: 2700 N

Bočno opterećenje na donjem prihvatu ramena: 850 N

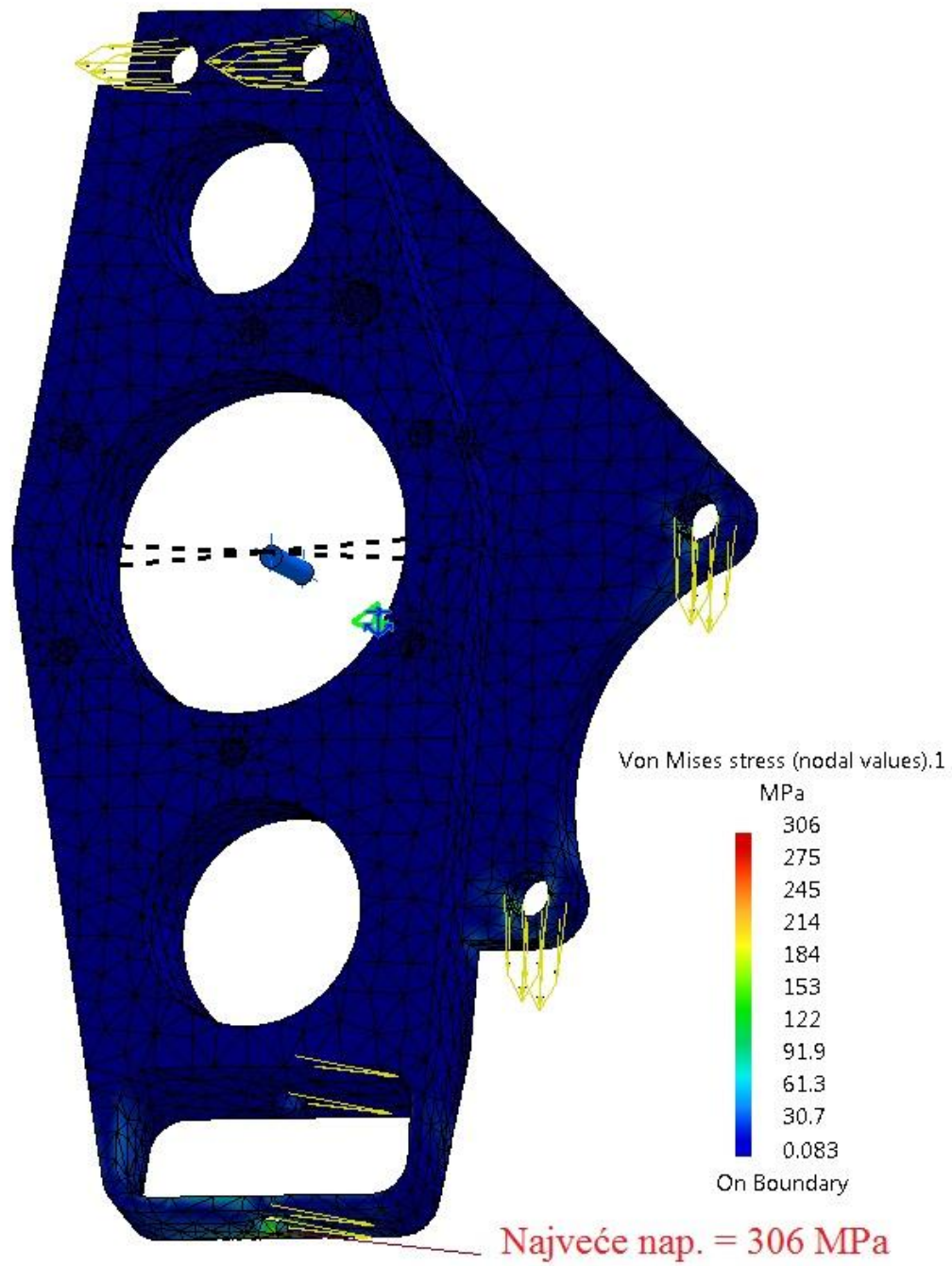
Središnji provrt u kojem se nalazi ležaj je definiran kao (engl./pivot/) tj. omogućena mu je jedna rotacija oko osi provrta kućišta ležaja dok su gibanja u 5 ostalih smjerova onemogućena.

Procjenjena globalna greška: 15% (zadovoljava)

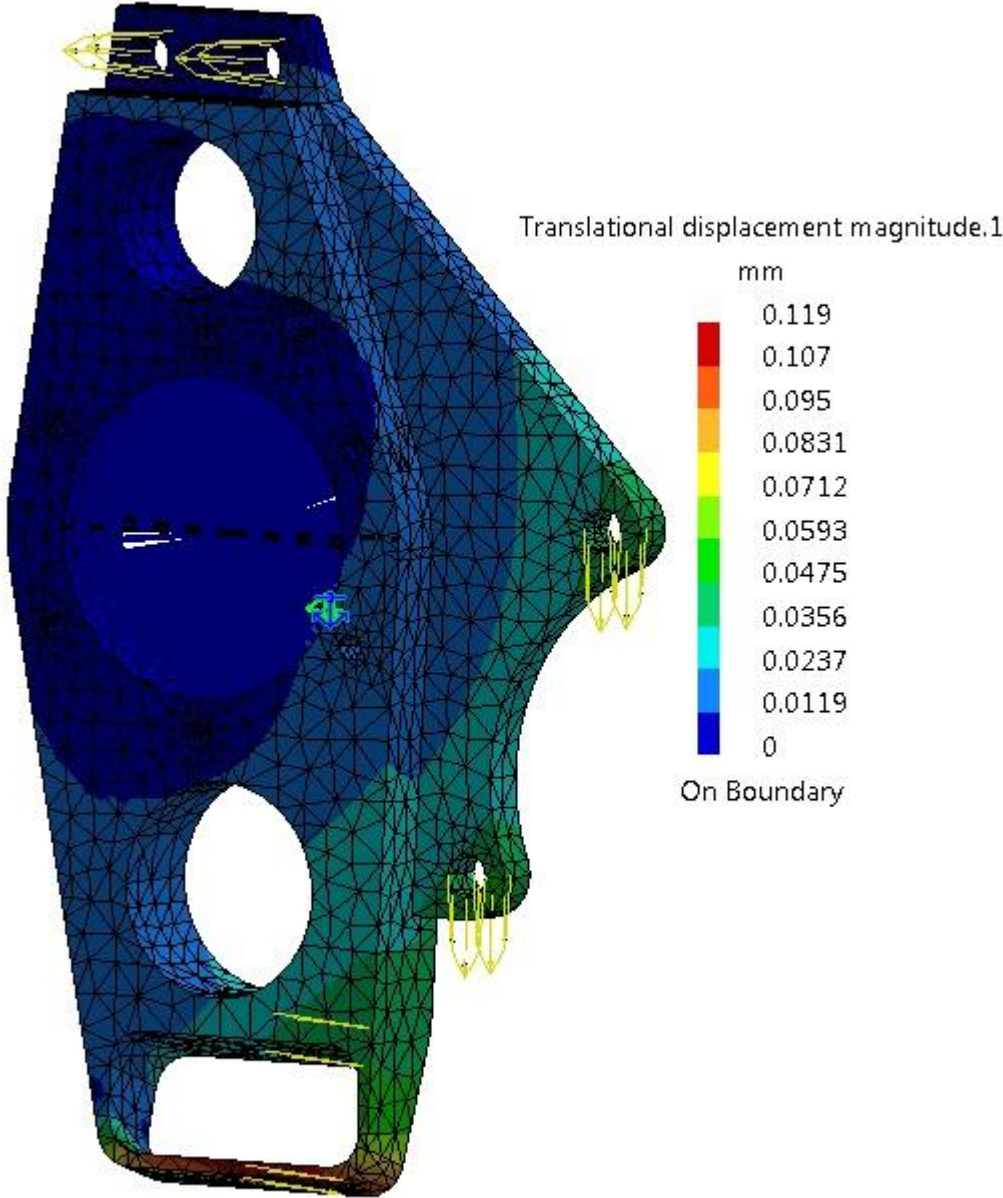


Slika 53. Prikaz rubnih uvjeta i opterećenja nosača rukavca

Naprezanja po Von Misses-u:



Progibi:



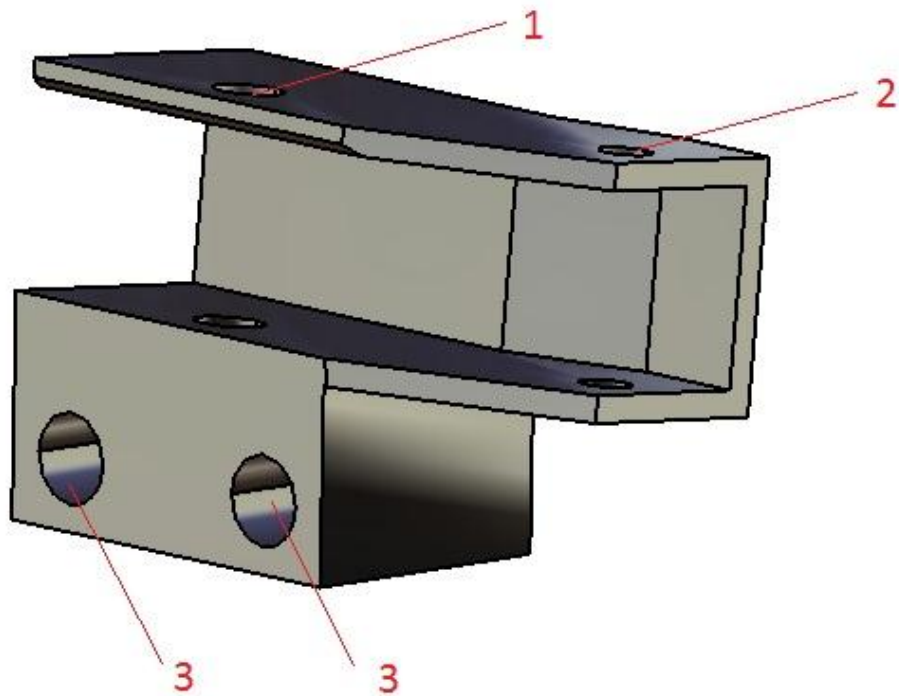
10.7. Nosač rukavca (donji dio)

Materijal : legura aluminija

Modul elastičnosti (E): 70000 N/mm²

Granica plastičnosti ($R_{p0,2}$): 350 N/mm²

Vlačna čvrstoća (R_m): 420 N/mm²



Slika 54. Model nosača rukavca sa definiranim tačkama prihvata: 1 – prihvata gornjeg ramena, 2 – prihvata spona letve volana. 3 – prihvata donjeg djela nosača rukavca

Vrsta elemenata: tetraederski parabolični elementi

Veličina elementa: 6 mm

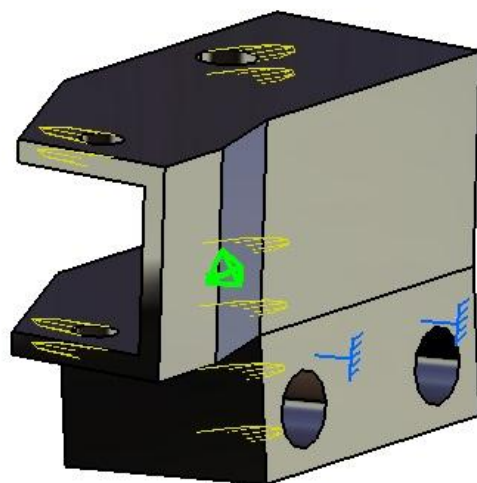
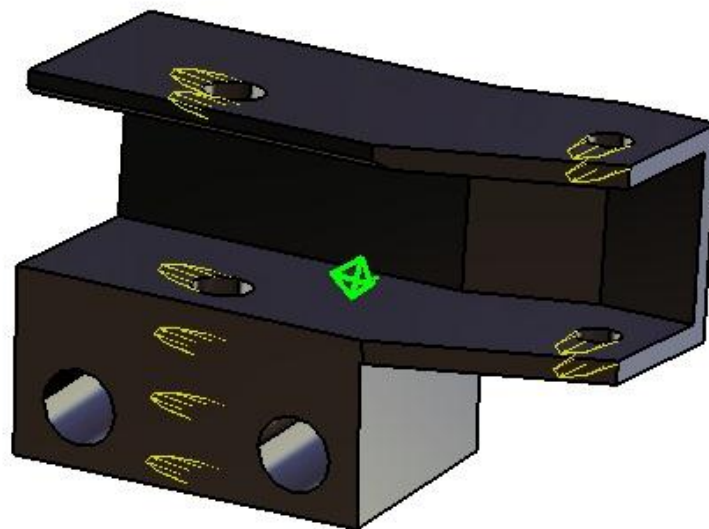
Broj elemenata: 3980

Broj čvorova: 7629

Uzdužno opterećenje nosača rukavca na prijvatu ramena: 2700 N

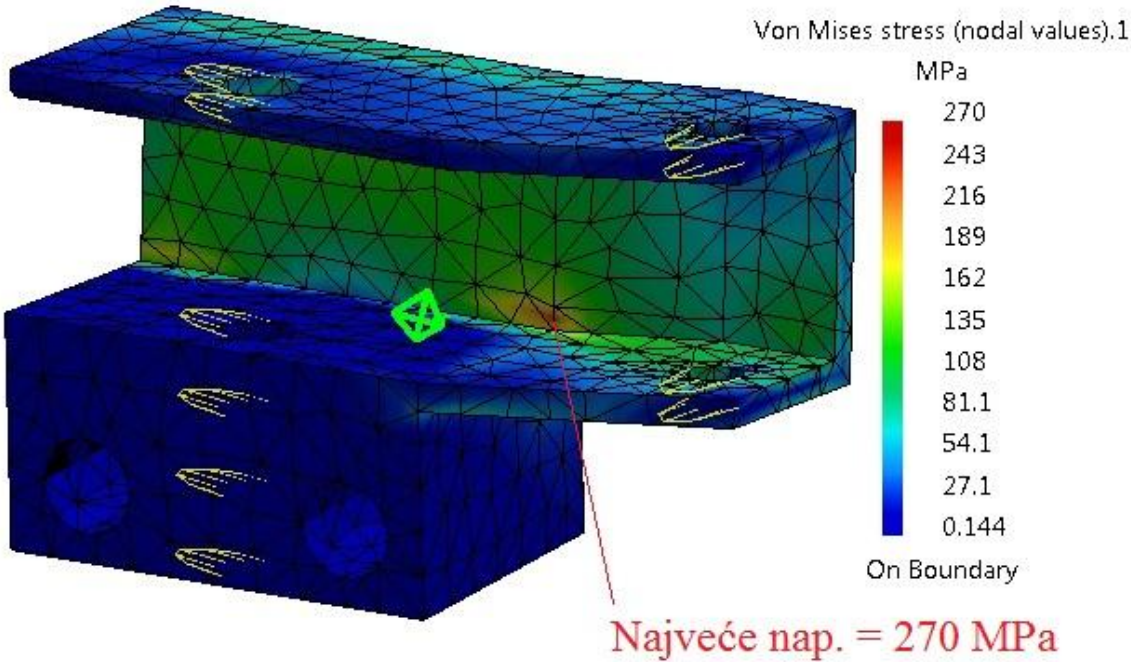
Bočno opterećenje na prijvatu ramena: 850 N

Opterećenje na prijvatu spone letve volana: 1755 N

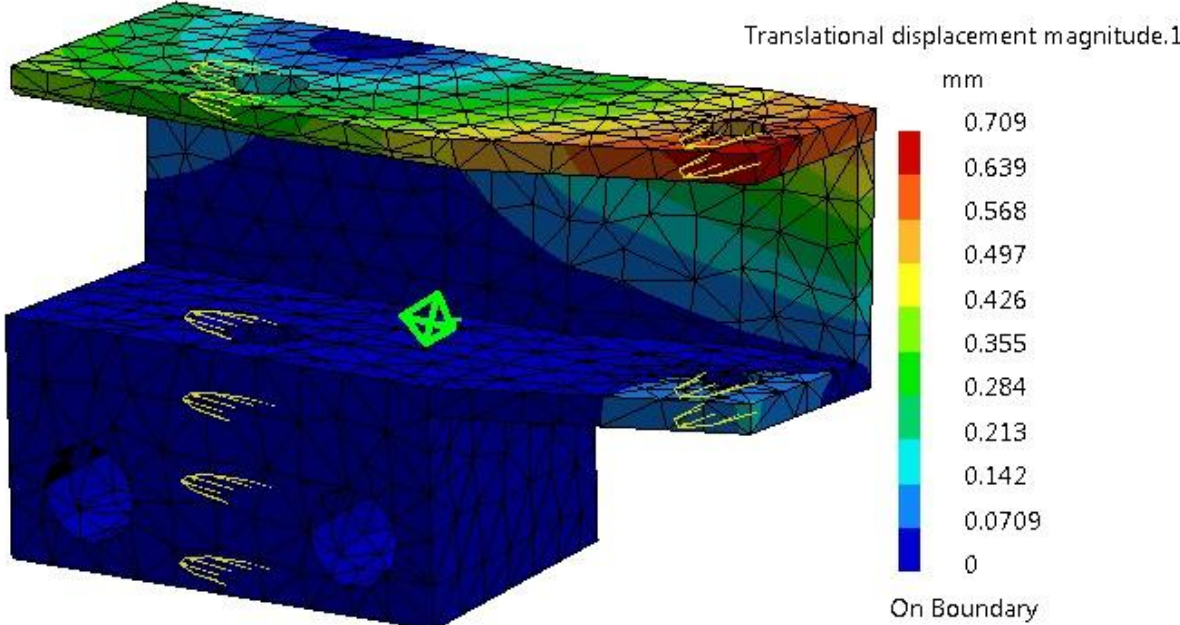


Slika 55. Prikaz rubnih uvjeta i opterećenja nosača rukavca

Naprezanja po Von Misses-u:



Progibi:



11. Literatura

- [1] Von Berkum A.: "Chassis and Suspension Design of FSRTE02", Masters's Thesis, 2006, Technisches Universiteit Eindhoven
- [2] Bojan Špendić: "Projekt vozila za utrke Formule student", diplomski rad, FSB 2011
- [3] Gillespie T. D.: "Fundamentals of Vehicle Dynamics", SAE, 1992
- [4] Smith C.: "Tune to Win", Aero Publishers Inc, 1978
- [5] W. Lamers: Development and analysis of a multi-link suspension for racing applications, Technische Universiteit Eindhoven, 2008
- [6] Milliken W. F., Milliken D. L.: Race Car Vehicle Dynamics, SAE International, 1995
- [7] Jazar R. N.: "Vehicle Dynamics: Theory and Application", Springer Science and Business Media, 2008
- [9] Adam Theander : "Design of a Suspension for a Formula Student Race Car", Vehicle engineering royal institute of technology, 2004
- [10] Reimpell J., Stoll H. & Betzler J. W.: "The Automotive Chassis:Engineering Principles", SAE International, 2002