

UNIVERZA V MARIBORU  
FAKULTETA ZA STROJNIŠTVO

Andrej KOŠIR

**KONSTRUIRANJE DVOJNIH A-ROK FORMULA STUDENT  
DIRKALNIKA**

Diplomsko delo

Visokošolskega strokovnega študijskega programa 1. stopnje

Strojništvo

Maribor, september 2019



# KONSTRUIRANJE DVOJNIH A-ROK FORMULA STUDENT DIRKALNIKA

Diplomsko delo

Študent: Andrej KOŠIR  
Študijski program: visokošolski strokovni študijski program 1. stopnje  
Strojništvo  
Smer: konstrukterstvo  
Mentor: red. prof. dr. Matej VESENJAK

Maribor, september 2019



Univerza v Mariboru

Fakulteta za strojništvo

Smetanova ulica 17  
2000 Maribor, Slovenija

Številka: S.B0500

Datum in kraj: 05.06.2019, Maribor

Na osnovi 330. člena Statuta Univerze v Mariboru (Uradni list RS, št. 29/2017–UPB12, 32/2019) izdajam:

### SKLEP O ZAKLJUČNEM DELU

**ANDREJU KOŠIRJU**, študentu visokošolskega strokovnega študijskega programa prve stopnje **STROJNIŠTVO**, smer **KONSTRUKTERSTVO**, se dovoljuje izdelati zaključno delo.

Tema zaključnega dela je pretežno s področja **Katedre za konstruiranje in oblikovanje**.

Mentor: **red. prof. dr. MATEJ VESENJAK**  
Somentor: /  
Zunanji delovni somentor: /

Naslov zaključnega dela: **Konstruiranje dvojnih A-rok Formula Student dirkalnika**

Naslov zaključnega dela v angleškem jeziku: **Double Wishbone Suspension Design of the Formula Student Race Car**

Rok za izdelavo in oddajo zaključnega dela je: **30.09.2019**. Zaključno delo je potrebno izdelati skladno z »Navodili za pripravo diplomskega dela« in ga v treh izvodih oddati v pristojnem referatu članice. Hkrati se odda tudi izjava mentorja o ustreznosti zaključnega dela ter poročilo o preverjanju podobnosti z drugimi deli.

Pravni pouk: Zoper ta sklep je možna pritožba na Senat članice v roku 10 delovnih dni od dneva prejema sklepa.

Dekan:

red. prof. dr. **BOJAN DOLŠAK**

Obvestiti:

- kandidata,
- mentorja,
- odložiti v arhiv.



**FS**

## IZJAVA

Podpisani Andrej KOŠIR, izjavljam, da:

- je diplomsko delo rezultat lastnega raziskovalnega dela,
- predloženo delo v celoti ali v delih ni bilo predloženo za pridobitev kakršnekoli izobrazbe po študijskem programu druge fakultete ali univerze,
- so rezultati korektno navedeni,
- nisem kršil-a avtorskih pravic in intelektualne lastnine drugih,
- soglašam z javno dostopnostjo diplomskega dela v Knjižnici tehniških fakultet ter Digitalni knjižnici Univerze v Mariboru, v skladu z Izjavo o istovetnosti tiskane in elektronske verzije zaključnega dela.

Maribor, september 2019

Podpis: \_\_\_\_\_

## **ZAHVALA**

Zahvaljujem se mentorju red. prof. dr. Mateju Vesenjaku za pomoč in vodenje pri opravljanju diplomskega dela.

Zahvaljujem se tudi celotni ekipi Grand Prix Engineering Maribor, še posebej članu Jan Šajt Duhu in nekdanjima članoma Dino Florjančiču in Luka Jermanu za pomoč pri razvoju geometrije podvozja. Zahvalil bi se še bratu Petru Koširju za pomoč pri pisanju diplomskega dela.

Posebna zahvala velja staršem, ki so mi omogočili študij.

# KONSTRUIRANJE DVOJNIH A-ROK FORMULA STUDENT DIRKALNIKA

**Ključne besede:** Formula Student, podvozje, A-roka, konstruiranje, geometrija, kinematika, trdnostni preračun, numerična simulacija

**UDK:** 62-11:629.371.027(043.2).

## POVZETEK

*V okviru diplomskega dela je bilo izvedeno konstruiranje in preračun A-rok Formula student dirkalnika ter njihova izdelava, v kar spada tudi določitev kinematike podvozja.*

*V začetku naloge so podane informacije o projektu Formula Student in obrazložen pravilnik. Nato je bila podana ustrezna teoretična podlaga parametrov podvozja, ki ji sledi razvoj na podlagi razumevanja teorije teh parametrov. Sledi konstruiranje in izbira materiala za optimiziranje mase ter trdnostni preračun za preverbo nosilnosti konstrukcije. Ugotovili smo, da smo lahko z boljšo pozicijo vpetja A-rok izboljšali vozne lastnosti dirkalnika. Na koncu še omenimo izdelavo in preizkušanje A-rok.*

# DOUBLE WISHBONE SUSPENSION DESIGN OF THE FORMULA STUDENT RACE CAR

**Key words:** Formula Student, suspension, double wishbone, design, geometry, kinematics, strength analysis, numerical simulation

**UDK:** 62-11:629.371.027(043.2).

## ABSTRACT

*Within the framework of the diploma thesis, the design and strength analysis of the double wishbone suspension of the Formula Student racing car was performed, including the determination of the kinematics of the suspension. The wishbone suspension was also manufactured.*

*At the beginning of the assignment, information about the Formula Student project and explained rules are provided. An appropriate theoretical basis for the suspension parameters was then given, followed by development based on an understanding of the theory of these parameters. This is followed by the design and selection of material to optimize the mass and a strength analysis to check the load-bearing capacity of the structure. We found that with a better double wishbone mounting position, we were able to improve the driving performance of the race car. Finally, the manufacturing process and testing of double wishbone is discussed.*

# KAZALO VSEBINE

<b>1</b>	<b>UVOD .....</b>	<b>1</b>
1.1	Kratka opredelitev problema .....	1
1.2	Opredelitev namena, ciljev in omejitev dela.....	1
1.3	Struktura diplomskega dela .....	1
<b>2</b>	<b>FORMULA STUDENT .....</b>	<b>3</b>
2.1	Splošno.....	3
2.2	Povzetek pravil .....	4
<b>3</b>	<b>PODVOZJE DIRKALNIKA.....</b>	<b>5</b>
3.1	Osnove dinamike vozil .....	5
3.2	Lastnost pnevmatike.....	6
3.3	Predstavitev parametrov geometrije podvozja .....	8
3.3.1	Medosna razdalja in kolotek .....	8
3.3.2	Previs .....	8
3.3.3	Stekanje .....	9
3.3.4	Kot zaostajanja .....	10
3.3.5	Nagib vrtilne osi.....	10
3.3.6	Točka vrtilišča .....	11
3.3.7	Protinagibna geometrija.....	12
3.3.8	Izguba previsa .....	13
3.3.9	Izguba stekanja .....	13
<b>4</b>	<b>KINEMATIKA .....</b>	<b>14</b>
4.1	Določitev parametrov podvozja .....	15
4.2	Modeliranje.....	23



<b>5</b>	<b>TRDNOSTNI PRERAČUN.....</b>	<b>25</b>
<b>5.1</b>	<b>Numerični model .....</b>	<b>25</b>
5.1.1	Material .....	25
5.1.2	Robni pogoji.....	27
5.1.3	Mreža končnih elementov.....	27
5.1.4	Rezultati.....	28
<b>6</b>	<b>IZDELAVA IN PREIZKUŠANJE .....</b>	<b>31</b>
<b>7</b>	<b>ZAKLJUČKI.....</b>	<b>34</b>
<b>8</b>	<b>SEZNAM UPORABLJENIH VIROV .....</b>	<b>35</b>

## KAZALO SLIK

Slika 2.1: Tekmovanje v Nemčiji [2] .....	3
Slika 3.1: Enakomerno kroženje [3] .....	5
Slika 3.2: Kot poševnega teka [4].....	7
Slika 3.3: Primerjava različnih vrst pnevmatik [5] .....	8
Slika 3.4: Vpliv sile na previs [6] .....	9
Slika 3.5: Razlika med pozitivnim in negativnim stekanjem [7] .....	9
Slika 3.6: Kot zaostajanja [8].....	10
Slika 3.7: Nagib vrtilne osi [9] .....	11
Slika 3.8: Položaj točke vrtilišča [10] .....	12
Slika 3.9: Protinagibna geometrija [14] .....	12
Slika 3.10: Primer slabe (zgoraj) in dobre (spodaj) izgube previsa.....	13
Slika 4.1: Sestava A-rok [11] .....	14
Slika 4.2: Parametrično zmodelirana geometrija .....	15
Slika 4.3: Medosna razdalja in kolotek .....	16
Slika 4.4: Porazdelitev sile na A-roke.....	17
Slika 4.5: Delež prenosa teže spredaj in zadaj.....	19
Slika 4.6: Primer vgradnje protinagibne dušilke [12] .....	20
Slika 4.7: Geometrija in koordinate v programu MSC Adams.....	21
Slika 4.8: Primerjava nagiba starega in novega dirkalnika .....	21
Slika 4.9: Geometrija v programu Vsusp .....	22
Slika 4.10: Kontrola izgube stekanja.....	23
Slika 4.11: Primer slabe konstrukcije A-rok [13].....	24
Slika 4.12: 3D model A-rok po geometriji vzmetenja.....	24

Slika 5.1: Materialne lastnosti aluminija 7075 T6 [18] .....	26
Slika 5.2: Materialni model karbonskih vlaken.....	26
Slika 5.3: Pripravljen model za numerično simulacijo .....	27
Slika 5.4: Graf odvisnosti pomika od števila elementov.....	28
Slika 5.5: Največja primerjalna obremenitev zadaj ob zavoju.....	29
Slika 5.6: Največji kriterij Tsai Hill zadaj ob zavoju .....	29
Slika 5.7: Največja primerjalna obremenitev spredaj ob zaviranju.....	30
Slika 5.8: Največji kriterij Tsai Hill spredaj ob zaviranju .....	30
Slika 6.1: Pripravljene A-roke za preizkušanje.....	31
Slika 6.2: Umerjanje hidravlične dvigalke.....	32
Slika 6.3: Testiranje A-roke .....	33

## KAZALO PREGLEDNIC

Preglednica 4.1: Določeni parametri spredaj in zadaj.....	18
Preglednica 4.2: Primerjava višin točk vrtilšč z lanskim dirkalnikom .....	19
Preglednica 4.3: Stari in novi parametri portinagiba .....	21
Preglednica 5.1: Vrednosti za izračun prenosa teže.....	25
Preglednica 5.2: Izračunane sile v kontaktni točki .....	25
Preglednica 5.3: Podatki o mreži .....	28

## UPORABLJENI SIMBOLI

$a_r$	radialni pospešek
$F$	sila
$F_a$	aerodinamična sila
$F_r$	bočna (radialna sila)
$F_{rmax}$	teoretična največja bočna sila
$F_x$	sila vzdolžno glede na vozilo
$F_y$	<i>sila prečno glede na vozilo</i>
$F_z$	sila v navpični osi
$g$	gravitacijski pospešek
$k_t$	koeficient trenja
$m$	masa
$r$	radij kroženja
$v_t$	obodna hitrost
$\omega$	kotna hitrost

## UPORABLJENE KRATICE

CNC	računalniško numerično krmiljenje (angl. Computer Numerical Control)
E85	gorivo, sestavljeno iz 85% etanola in 15% bencina
GPE 18	ime dirkalnika sezone 2018
GPE 17	ime dirkalnika sezone 2017
LC0	oznaka vrste pnevmatike
R25B	oznaka vrste pnevmatike
SAE	združenje avtomobilskih inženirjev (angl. Society of Automotive Engineers)

# 1 UVOD

## 1.1 Kratka opredelitev problema

Namen diplomske naloge je predstavitev razvoja geometrije in trdnostni preračun dvojnih A-rov za Formula student dirkalnik. Po pravilniku smo omejeni z najmanjšo medosno razdaljo, ki znaša 1525 mm in s hodom kolesa, ki mora zadostovati razdalji vsaj 50 mm. Naloga A-rov je, da omejijo gibanje kolesa in dovoljujejo premik samo v navpični smeri. Način vpetja koles z dvojnimi A-rovami je v praksi najbolj uporabljen pri dirkalnih avtomobilih, saj zadovolji vsem zahtevam dinamike vozila in hkrati zadostuje kriteriju nizke mase.

Čez obese poteka prenos sil od premnika do šasije, ki so posledica obremenitev med vožnjo, zato je položaj pritrdišč na šasijo ključnega pomena za dobro vozno dinamiko dirkalnika. Pri tem moramo paziti na parametre, ki so povezani s težiščem celotnega dirkalnika in jih ustrezno izbrati, da dosežemo želene vozne lastnosti. Ob vsem tem moramo paziti na nizko maso komponent, zato smo se odločil za palice iz karbonskih vlaken s kombinacijo aluminijastih povezav. Te je potrebno trdnostno preračunati in kasneje izdelane tudi preizkusiti.

## 1.2 Opredelitev namena, ciljev in omejitev dela

Cilj diplomske naloge je skonstruirati zanesljivo povezavo kolesa s šasijo in obliko pred izdelavo numerično ovrednotiti. Nadaljnji cilji so tudi doseči čim manjšo maso omenjene strukture s pomočjo trdnostnih simulacij in določiti položaj vpetja A-rov za boljše vozne lastnosti.

## 1.3 Struktura diplomskega dela

Diplomsko delo je sestavljeno iz sedmih poglavij:

Uvod opisuje problem in izzive konstruiranja dvojnih A-rov.

Drugo poglavje na splošno opiše projekt Formula student in omeni nekaj pomembnejših pravil, ki so pomembni za izdelavo dirkalnika.

Tretje poglavje opiše osnove dinamike vozil in predstavi parametre, ki so pomembni za določitev geometrije A-rok.

Četrto poglavje opisuje določitev v prejšnjem poglavju opredeljenih parametrov in pripravo numeričnega modela.

Peto poglavje poda trdnostni preračun in rezultate numerične simulacije.

Šesto poglavje vsebuje podatke o izdelavi in preizkušanju A-rok.

Sedmo poglavje predstavi zaključek diplomskega dela.



## 2 FORMULA STUDENT

### 2.1 Splošno

Vsaka strokovna panoga ponuja priložnosti za pridobivanje znanja in nabiranje izkušenj že v študijskem obdobju posameznika. Eno izmed takšnih priložnosti je inženirsko tekmovanje, imenovano Formula Student oziroma Formula SAE (angl. Society of Automotive Engineers) v Severni Ameriki. Začetki tekmovanj segajo v leto 1980, kjer so s tekmovanjem začeli na Univerzi v Teksasu v Austinu, ZDA.

Koncept tekmovanja zajema idejo, da namišljeno podjetje najame ekipo študentov, ki morajo razviti enosedeljni odprto-kolesni dirkalnik. Tako je rezultat enoletnega razvoja prototipno vozilo, ki mora ustrezati določenemu pravilniku, ki zagotavlja varnost na dirkalni stezi in vzpodbuja inovativne načine reševanja izzivov. Prototipni dirkalnik se po koncu izdelave in testne faze preizkusi na različnih tekmovalnih dogodkih (preizkušnjah), ki imajo vnaprej znan sistem točkovanja. Tekmovanje je razdeljeno v dva načina dogodkov, ki se delijo na statične in dinamične dogodke. Vključno z dogodki se lahko člani ekip prosto dogovarjajo s sponzorji projekta, ki so navadno podjetja iz avtomobilske industrije. Trenutno najbolj znano tekmovanje je v Nemčiji. Število ekip lahko vidimo na sliki 2.1.



Slika 2.1: Tekmovanje v Nemčiji [2]

## 2.2 Povzetek pravil

Formula student je tekmovanje z relativno malo omejitvami zmogljivosti dirkalnikov. Ekipe morajo biti v celoti sestavljene iz aktivnih študentov, vključno z vozniki. Slednje zaradi študija vpliva na znanje, izkušnost, količino časa, ki ga lahko študenti vložijo v projekt. Omenjeni razlogi vplivajo na edinstveno zasnovo projekta in unikatne rešitve, ki so edine takšne v industriji. Zaradi relativno odprtega pravilnika je možnih več razlag in načinov snovanja dirkalnika, kar vodi v veliko raznolikost med dirkalniki, ki je edinstvena v svetu moto športa.

Motor mora biti Ottov batni štiri takti motor, katerega delavna prostornina ne presega 710 cm<sup>3</sup>. Celoten zrak, namenjen za zgorevanje mešanice goriva in zraka, mora teči skozi omejevalnik okroglega preseka, katerega premer ne sme znašati več kot 20 mm za vozila, ki uporabljajo bencin in ne več kot 19 mm za vozila, ki uporabljajo gorivo E85.

Konstrukcija vzmetenja nima posebnih omejitev razen najmanjše medosne razdalje in hoda vzmetenja.

Glede mase vozila ni omejitev. Povprečna masa dirkalnikov praviloma znaša manj kot 200 kg.

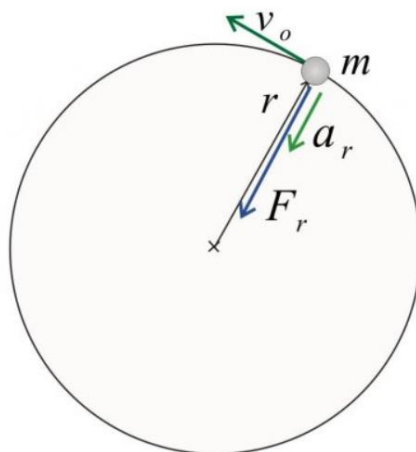
Največ omejitev in usmeritev deluje na osnovi čim večje varnosti vozila. Dirkalniki morajo imeti v svoji konstrukciji dva varnostna loka s predpisano debelino in materialom. V nosu vozila mora biti zmečkljiva cona, katere lastnosti morajo biti predstavljene organizatorju tekmovanja pred samim tekmovanjem. Vozila morajo biti opremljena z dvema ločenima hidravličnima sistemoma zaviranja, imeti morajo pet točkovni varnostni pas, prav tako mora šasija ustrezati predpisanim geometrijskim predlogam v prostoru voznika. Test z nagibno mizo zagotavlja, da med vožnjo skozi ovinek vozilo ne pušča tekočin, prav tako ne sme biti neposredne linije med voznikom in gorivom, hladilno tekočino ali oljem [1].

### 3 PODVOZJE DIRKALNIKA

#### 3.1 Osnove dinamike vozil

Pri zavoju delujejo na dirkalnik sile, ki so posledica spremembe smeri mase dirkalnika skozi zavo. Te sile se morajo prenesti na podlago, pri tem so ključnega pomena pnevmatike, saj so edini stik med dirkalnikom in podlago [15].

Poenostavljeno lahko to pokažemo kot točko z maso na sliki 3.1, ki enakomerno kroži po radiju  $r$ .



Slika 3.1: Enakomerno kroženje [3]

V splošnem imamo opravka z 2. Newtonovim zakonom, kjer opazujemo telo z maso  $m$ . Bočno silo, ki jo prenašajo pnevmatike, izračunamo z naslednjo enačbo:

$$F_r = m \cdot a_r \quad (3.1)$$

$F_r$  – bočna (radialna) sila

$a_r$  - radialni (normalni, centripetalni) pospešek

$m$  - masa

Radialno silo omogoča sila lepenja med telesom, ki kroži, in podlago. Z naslednjo enačbo dobimo največjo silo  $F_{rmax}$ , ki jo lahko telo teoretično doseže. Sila je odvisna od mase vozila, aerodinamičnega pritiska in koeficienta trenja, ki je odvisen od pnevmatike in podlage.

$$F_{rmax} = (F_n + F_a) \cdot k_t \quad (3.2)$$

$F_{rmax}$  - teoretična največja bočna sila

$F_n$  - vertikalna (normalna) sila

$F_a$  - aerodinamična sila

$K_t$  - koeficient trenja

$$F_n = m \cdot g \quad (3.3)$$

$g$  - gravitacijski pospešek

Da lahko izračunamo obodno hitrost, najprej potrebujemo kotno hitrost in povezavo med njima. To lahko dobimo iz naslednjih enačb:

$$a_r = \omega^2 \cdot r \quad (3.4)$$

$\omega$  – kotna hitrost

$r$  - radij kroženja

$$v_t = r \cdot \omega \quad (3.5)$$

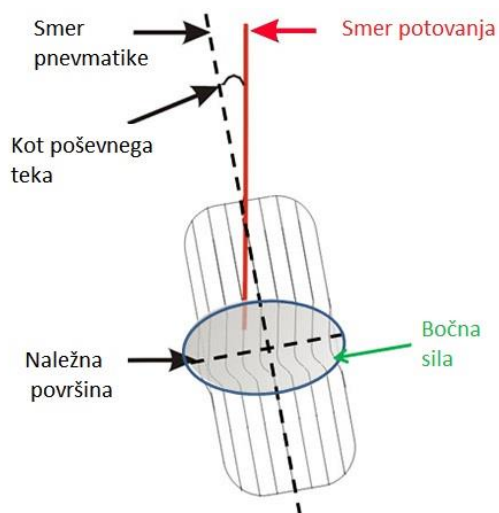
$v_t$  - obodna hitrost

Potrebno je še omeniti, da se pri dinamiki vozil uporablja enota bočnega pospeška  $g$ . Če dirkalnik vozi s pospeškom  $1,5 g$ , to pomeni:

$$1,5 g = 1,5 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 14,715 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (3.6)$$

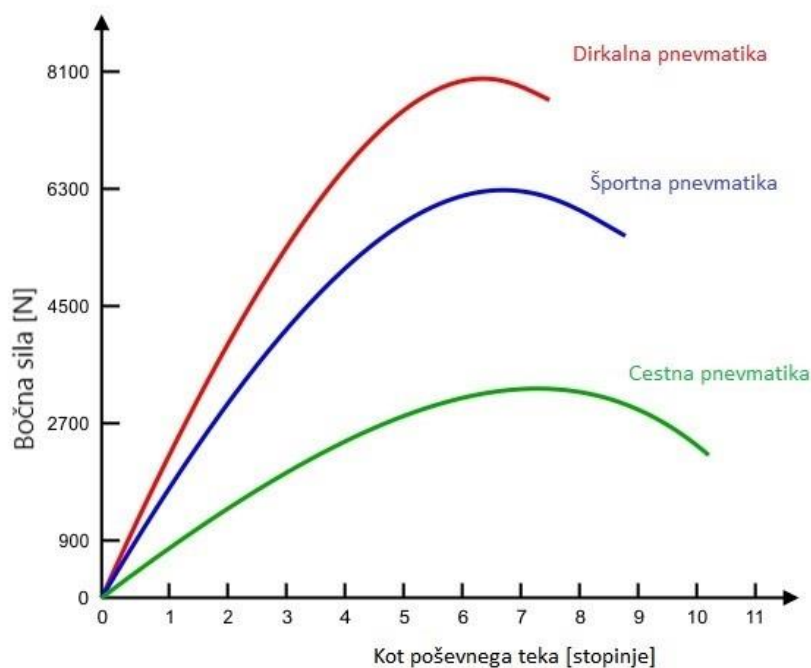
### 3.2 Lastnost pnevmatike

Za lažje razumevanje nadaljnjih parametrov potrebujemo najprej osnovno znanje delovanja pnevmatike. Eden izmed glavnih ciljev podvozja je izkoriščanje naležne površine pnevmatike, zato je pomembno razumeti, kakšno je obnašanje pnevmatike pri obremenitvah. Eden glavnih parametrov pnevmatike je kot poševnega teka, ki nastane v zavoju med platiščem in pnevmatiko, kot lahko vidimo na sliki 3.2.



Slika 3.2: Kot poševnega teka [4]

Graf odvisnosti bočne sile in kot poševnega teka zelo spominja na inženirski sigma - epsilon diagram kovinskih materialov. V prvem delu nastopi linearna karakteristika in potem strmo narašča do najvišje točke, od koder strmo pade navzdol. Najvišja točka določa največjo bočno silo, ki jo lahko pnevmatika prenese, preden pride do zdrsa. Bolj kot je strm linearen del grafa, prehodni del do vrha pa kratek, bolj zahtevna je pnevmatika za vožnjo, saj oprijem hitro naraste in tudi hitro spusti. Razlike med pnevmatikami so predstavljene na sliki 3.3.



Slika 3.3: Primerjava različnih vrst pnevmatik [5]

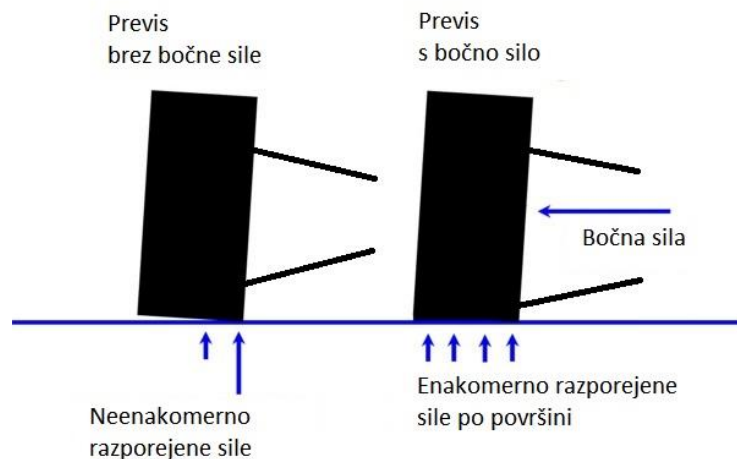
### 3.3 Predstavitev parametrov geometrije podvozja

#### 3.3.1 Medosna razdalja in kolotek

Najbolj osnovna parametra pri določitvi geometrije sta medosna razdalja in razdalja koloteka. Daljše in širše vozilo je bolj stabilno pri višjih hitrostih in zavojih z velikim radijem, ampak se pojavijo težave pri zaprtih progah. To so proge, ki so ozke in imajo veliko zavojev z majhnimi radiji, posledično so hitrosti nizke. Težava pri teh progah nastane pri menjavi smeri, saj veliko težje prenaša težo, kar naredi vozilo manj odzivno na spremembo smeri.

#### 3.3.2 Previs

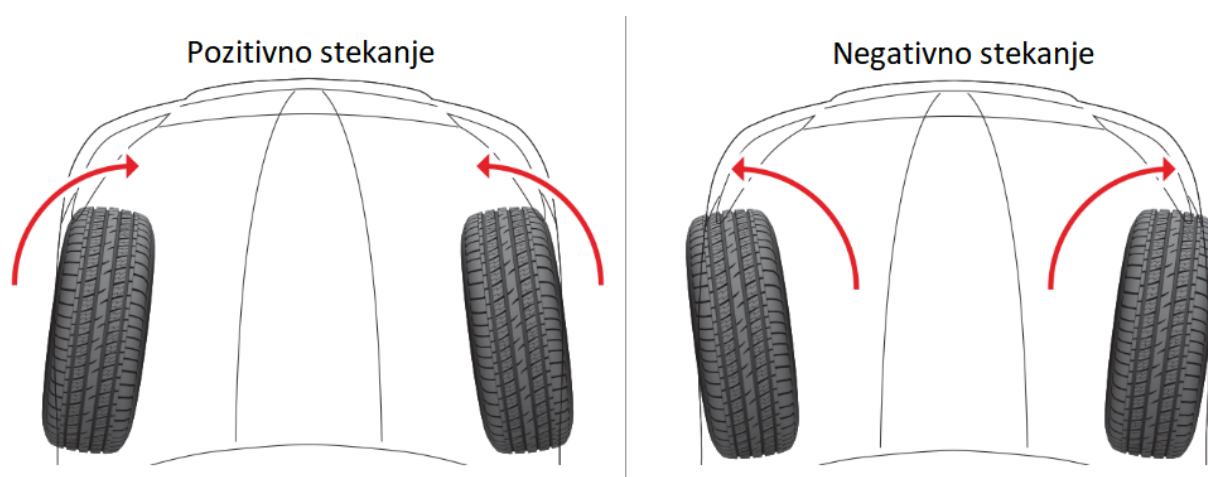
Previs (angl. camber) je kot kolesa, kadar gledamo vozilo iz čelne strani. Če je zgornji del kolesa nagnjen proti vozilu, govorimo o negativnem previsu, če je nagnjen od vozila, pa o pozitivnem previsu. Previs nam pomaga pri kompenzaciji deformacije pnevmatike, saj se z nevtralnim previsom  $0^\circ$  pnevmatika zaradi bočnih sil deformira na način, da se zmanjša stična površina in izgubimo idealen stik s podlago v zavojih. S previsom žrtvujemo velikost stične površine v ravnini prikazano na sliki 3.4, posledica tega je slabše zaviranje in pospeševanje, vendar dobimo večjo naležno površino v zavojih.



Slika 3.4: Vpliv sile na previs [6]

### 3.3.3 Stekanje

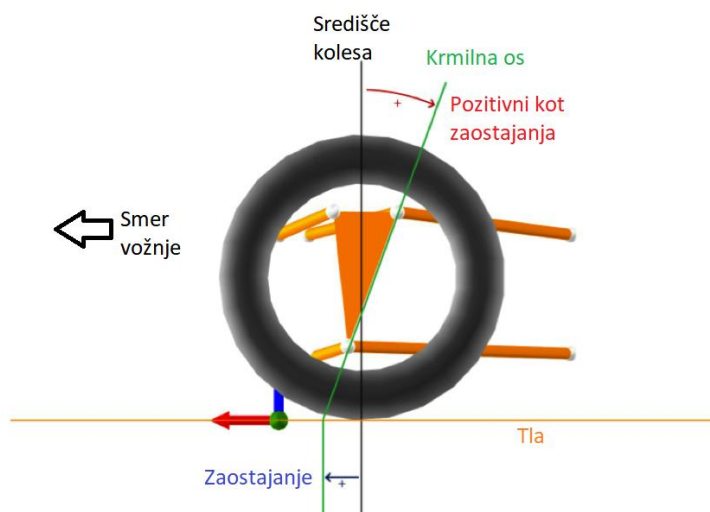
Stekanje (angl. toe) je kot kolesa, kadar gledamo vozilo iz ptičje perspektive/tlorisa. Poznamo dve vrsti stekanja, oba sta prikazana na sliki 3.5. Stekanje vpliva na tri stvari: obraba pnevmatike, stabilnost v ravni vožnji in odziv pri vstopu v zavoj. Za najmanjšo obrabo gum je idealno stekanje z nevtralno lego  $0^\circ$ . Pri nas je zelo pomemben odziv dirkalnika na spremembo smeri, zato imamo negativno stekanje na sprednji osi dirkalnika, kar omogoča boljšo odzivnost in hitrejši vstop v zavoj. Na zadnji osi pa imamo pozitivno stekanje, kar naredi vozilo bolj stabilno pri pospeševanju in večjih hitrostih.



Slika 3.5: Razlika med pozitivnim in negativnim stekanjem [7]

### 3.3.4 Kot zaostavanja

Kot zaostavanja (angl. caster) je kot med vpetjem zgornje in spodnje A-roke, kadar gledamo vozilo od strani, prikazano na sliki 3.6. Kot zaostavanja določa vrtilno os kolesa in je pomemben samo na kolesih, katera zavijajo. Običajno sta to sprednji. Njegov vpliv je, da dajo kolesu samo centrirno lastnost. To pomeni, da bo kolo s svojo naravnostjo vedno zavijalo v smer najmanjšega upora, podobno kot nakupovalni voziček. Večji kot je kot zaostavanja, večjo povratno silo bo voznik čutil na volanu. Kot zaostavanja pomaga tudi pri boljše izrabljeni naležni površini pnevmatike skozi zavoj, saj ugodno vpliva na previs kolesa. Zaostavanje je razdalja od središča kolesa do kota zaostavanja. Večja kot je ta razdalja, večji vrtilni moment se bo pojavil v krmilnem mehanizmu.

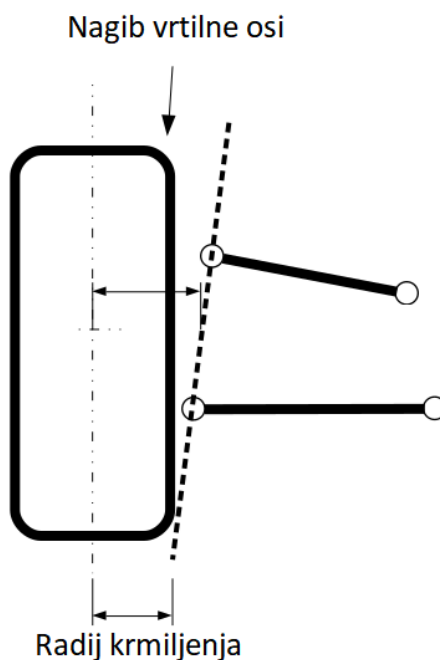


Slika 3.6: Kot zaostavanja [8]

### 3.3.5 Nagib vrtilne osi

Nagib vrtilne osi (angl. king pin) je kot v vpetju kolesa med zgornjo in spodnjo A-roko, gledano iz čelne strani vozila. Radij krmiljenja je razdalja med središčem pnevmatike in to navidezno črto prikazano na sliki 3.7. Z nagibom vrtilne osi si lahko pomagamo pri sami konstrukciji A-rok, saj nam omogoča postavitev točk vpetja kolesa izven platišča, ker v platišču navadno ni dovolj prostora. Nagib vrtilne osi vpliva tudi na občutek na volanu. Večji kot je ta kot, močnejša bo sila poravnave koles. Radij krmiljenja vpliva na sile, ki se bodo pojavile pri zaviranju, saj s tem vplivamo na razdaljo od vpetja do sile, ki se pojavi v središču pnevmatike pri zaviranju in pospeševanju.

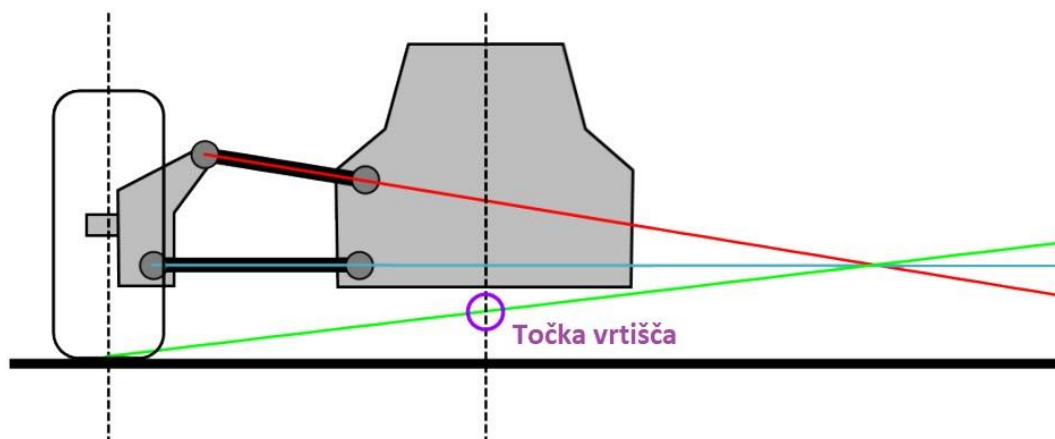




Slika 3.7: Nagib vrtilne osi [9]

### 3.3.6 Točka vrlišča

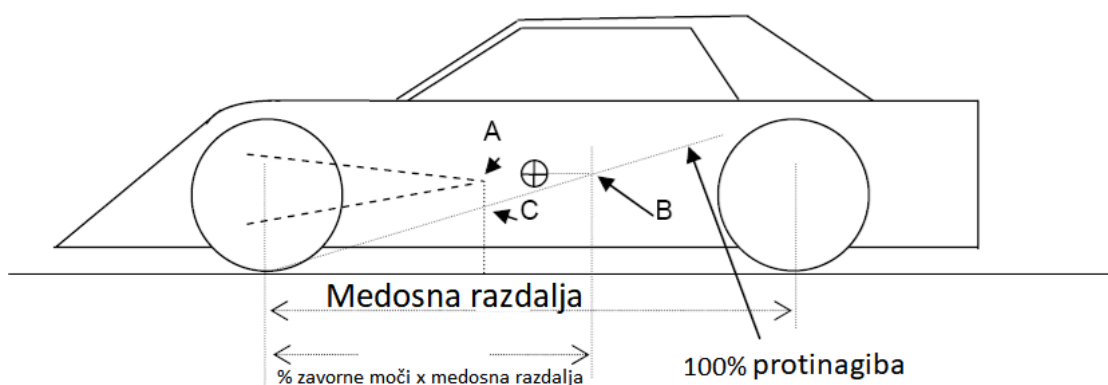
Točka vrlišča (angl. roll center) je navidezna točka na središču vozila, gledano iz čelne strani, okoli katere vozilo rotira. Točko dobimo tako, da navidezno podaljšamo zgornjo in spodnjo A-roko, dokler ne pridemo do presečišča obeh. Narišemo še eno navidezno črto od presečišča A-rok in točke kontakta pnevmatike. Točko vrlišča dobimo, kjer ta črta seka središčno os, kot je prikazano na sliki 3.8. Pri točki vrlišča moramo še upoštevati višino težišča vozila, saj pri vožnji v zavoj deluje sila na težišče in večja kot je razdalja težišča in točke vrlišča, večji vrtilni moment dobimo v točki vrlišča. Večji vrtilni moment pomeni, da se vozilo bolj nagne, posledica tega je vozilo, ki v zavojih porabi več časa za menjavo smeri in posledica tega je manjša odzivnost. Velja tudi obratno, manjša razdalja od težišča pomeni manjši nagib in boljše odzivnost.



Slika 3.8: Položaj točke vrtilišča [10]

### 3.3.7 Protinagibna geometrija

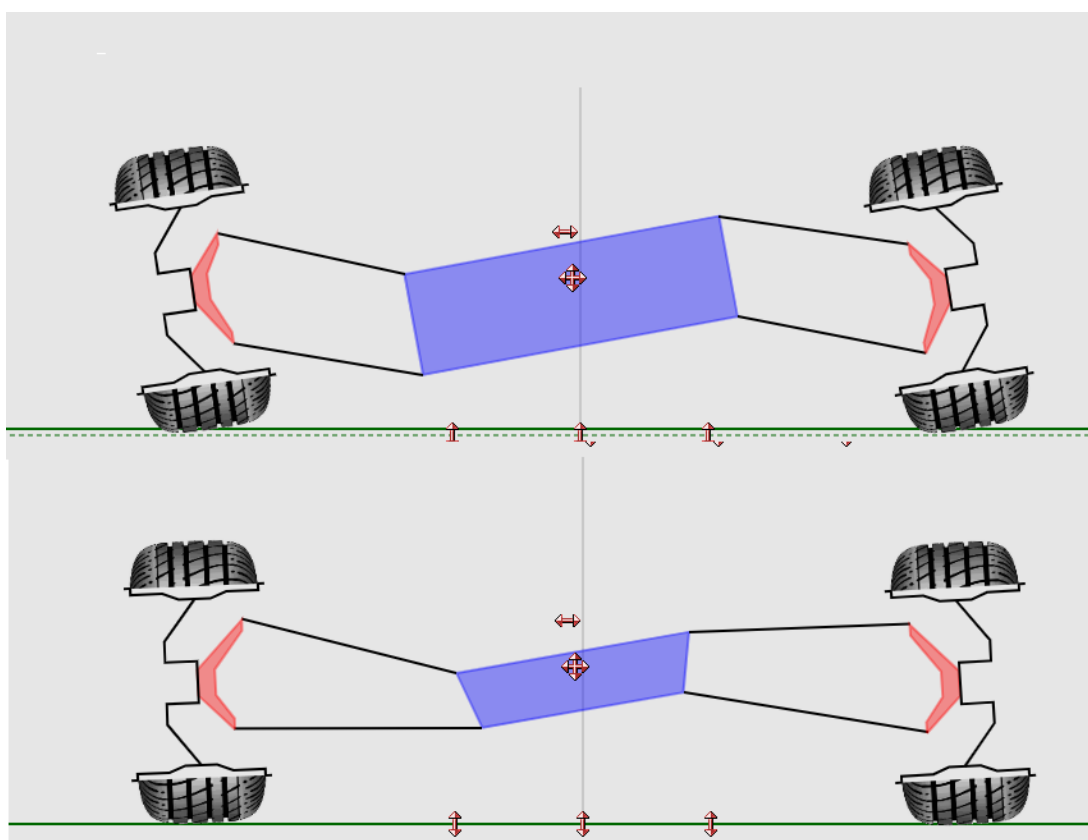
Najučinkovitejšo (100 %) protinagibno geometrijo (angl. anti-dive geometry) dobimo, če povežemo navidezne črte iz zgornje in spodnje A-roke v stranskem pogledu in če stičišče teh črt (A) leži na navidezni črti (C), ki poteka iz stičišča sprednje pnevmatike in točke, kjer se nahaja center mase vozila in procent zavorne moči (del medosne razdalje) na sprednji osi (B). To pomeni, da se vsa masa pri zaviranju prenese v šasijo preko A-rok in ne več preko vzmetenja. Posledica tega je manjši nagib vozila naprej in večje napetosti v A-rokah. Protinagibna geometrija deluje na podoben način kot točka vrtilišča, ampak v stranskem pogledu vozila.



Slika 3.9: Protinagibna geometrija [14]

### 3.3.8 Izguba previsa

Izguba previsa (angl. camber gain) je pojav, pri kateri kolo pridobi dodaten kot previsa, ko potuje navzgor. Ta pojav dosežemo z različno dolgimi A-rokami, saj je običajno spodnja A-roka daljša od zgornje. Izguba previsa nam pomaga pri zavojih, saj potuje zunanje kolo zaradi nagiba vozila v zavoju navzgor, notranje kolo navzdol. Brez tega pojava bi izgubili stično površino na obeh pnevmatikah. Na sliki 3.10 lahko vidimo podvozje s slabo izgubo previsa, kjer vidimo izgubo naležne površine pnevmatike v primerjavi s spodnjim vpetjem, ki je pravilnejše. Pri obeh je zasuk šasije enak kotu  $10^\circ$ .



Slika 3.10: Primer slabe (zgoraj) in dobre (spodaj) izgube previsa

### 3.3.9 Izguba stekanja

Izguba stekanja (angl. bump steer) je pojav, zaradi katerega kolo pri navpičnem hodu zavije brez obračanja volana. To naredi vozilo nestabilno in nepredvidljivo. Temu v izogib moramo vpetje krmilne obese narediti tako, da se projekcije spodnje A-roke, zgornje A-roke in krmilne obese sekajo v isti točki, prav tako mora biti dolžina projekcij enaka.

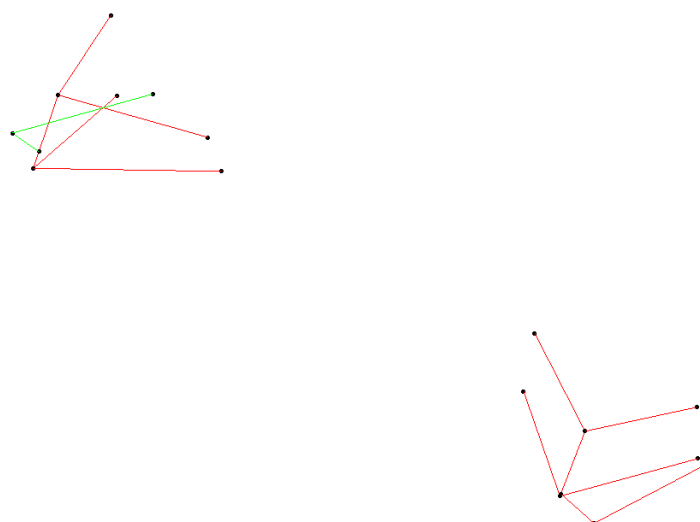
## 4 KINEMATIKA

Povezava, imenovana A-roke, je eden od načinov vpetja kolesa s šasijo. Glavni cilj A-rok je, da omejijo gibanje kolesa v vse smeri, razen v vertikalni smeri od podlage. Pri konstruiranju moramo paziti, da se v A-rokah pojavita samo nateg in tlak, saj bi drugače prišlo do dodatnih obremenitev, kar bi pomenilo večjo maso A-rok, da bi zadostili trdnostnim pogojem ob enakih obremenitvah. A-roke sestavljajo zgornja A-roka, spodnja A-roka in krmilna obesa, ki na sprednji osi skrbi za zavijanje kolesa.



Slika 4.1: Sestava A-rok [11]

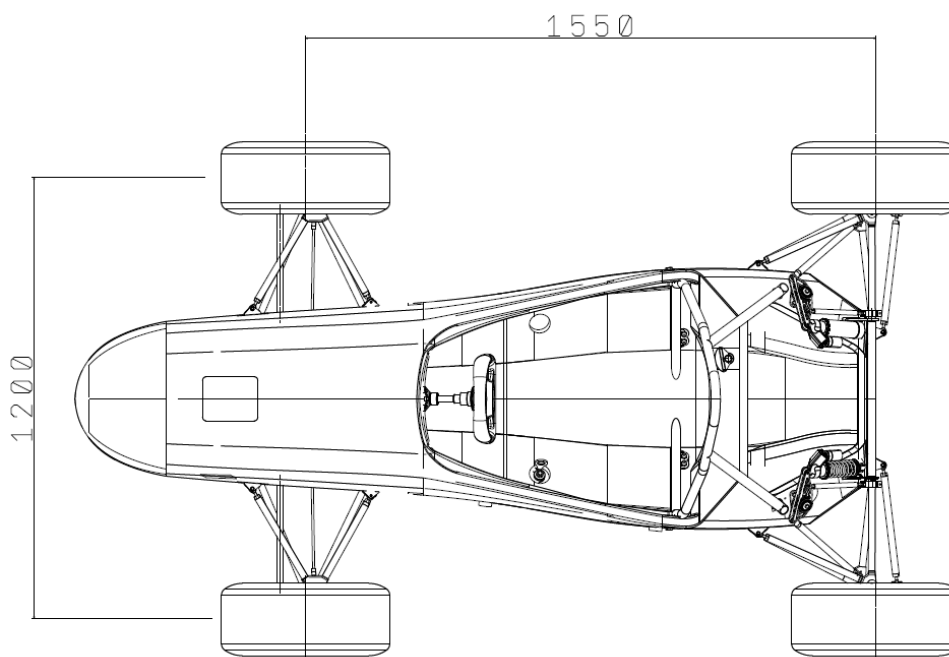
Ko razumemo vse našteje parametre geometrije in kako se med sabo povezujejo, lahko začnemo s konstruiranjem geometrije A-rok. Parametri so med sabo soodvisni in vsako spremembo je smiselno pred izdelavo numerično ovrednotiti. Za lažje in hitrejše prilagajanje parametrov se je v programskem paketu Catia na osnovi paličja parametrično skonstruirala geometrija A-rok videna na sliki 4.2. Vsaka točka se je povezala z enačbo in parametrom podvozja, kar pomeni, da se samo spreminja parameter in se vse točke, ki so povezane s tem parametrom, ustrezno posodobijo.



Slika 4.2: Parametrično zmodelirana geometrija

#### 4.1 Določitev parametrov podvozja

Konstruiranje začnemo pri najbolj osnovnih parametrih, kot sta medosna razdalja in dolžina koloteka. Pri medosni razdalji smo omejeni s pravilnikom in mora znašati najmanj 1525 mm. V našem primeru medosna znaša 1550 mm, saj se daljši dirkalnik obnaša slabše na zaprtih progah, na katerih se večinoma vozimo. Razdalja koloteka ni omejena, smo pa omejeni s širino proge, ki znaša 3 m. Pomembno je tudi poudariti, da je proga sestavljena iz stožcev in vsak zbit stožec pomeni pribitek času kroga +2 s, širši avto primerno poveča tveganje zbitja stožca. Iz prejšnjih izkušenj se je določila razdalja koloteka 1200 mm. Končne mere lahko vidimo na sliki 4.3.



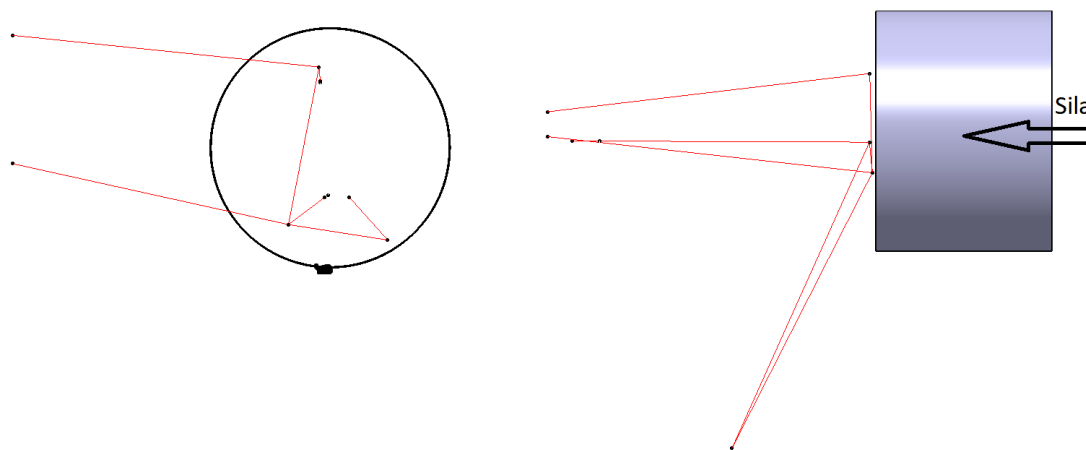
Slika 4.3: Medosna razdalja in kolotek

Naslednji izbiri sta bili tip in velikost pnevmatike. To močno vpliva na konstrukcijo podvozja, saj je glavni cilj podvozja izkoristiti naležno površino pnevmatike. Vsaka pnevmatika ima svojo karakteristiko, zato je zelo pomembno poznavanje le-teh pred pričetkom konstruiranja. Velikost je določena s prostorom, ki ga lahko uporabimo znotraj platišča. Pri A-rokah želimo imeti čim večji kot med povezavama, saj dobimo s tem manjše sile v vsaki povezavi. Paziti še moramo na zavijanje sprednjih koles in na hod kolesa v navpični smeri, da med zavijanjem in hodom ne pride do kontakta povezav in platišča.

Izbrana pnevmatika je od proizvajalca Hoosier, oznake LC0 in velikosti 18/6/10 palcev. Velikost pnevmatike je izbrana tudi glede na maso, saj večja pnevmatika slabo vpliva na dinamiko zaradi nevzmetene mase. Zato se je izbrala manjša velikost, in sicer 10 palcev. Pri tipu gum smo se odločali med LC0 in R25B. Odločili smo se, da izberemo LC0, čeprav ima nižje sile, ki jih lahko prenaša. Odtehtal je graf sile odvisnosti od kota poševnega teka pri LC0, ki je bolj položen. Slednje pomeni, da je za voznika z manj izkušnjami lažja za vožnjo in jo lahko bolje izkoristi kot R25B.

Parametri, ki so kot zaostajanja, radij krmiljenja in nagib vrtilne osi na sprednji osi so se določili na podlagi izkušenj in voznikovih povratnih informacij iz prejšnjih let, zato v tej diplomski nalogi tem parametrom ne bomo posvečali veliko pozornosti. Prav tako se ne bomo posvečali previsu in stekanju, saj se ta dva parametra dodatno nastavljata na testiranju dirkalnika, in sicer s pomočjo meritve temperatur na tekalni površini pnevmatike in glede na obrabo pnevmatik. Na zadnji osi se ti parametri obravnavajo drugače, saj jih uporabimo izključno za določitev položaja A-rok. Na zadnji osi ne uporabljamo krmilja, zato ti parametri nimajo vpliva na gibanje kolesa.

Pri zadnji osi so se ti parametri uporabili za boljšo porazdelitev obremenitev. Izbrali smo veliko razdaljo pozitivnega zaostajanja, da smo eno točko premaknili na spodnji levi rob platišča. Krmilno letev postavimo na spodnji desni rob in s tem dosežemo, da se sila porazdeli bolj enakomerno na obe povezavi in ne več samo na eno. Povečali smo tudi radij krmiljenja, kar nam omogoča postavitev točk izven platišč in je lahko kot povezav A-rok večji. S tem dosežemo manjše obremenitve v vsaki od petih povezav. Končna pozicija A-rok na zadnji osi je prikazana na sliki 4.4.



Slika 4.4: Porazdelitev sile na A-roke

Preglednica 4.1: Določeni parametri spredaj in zadaj

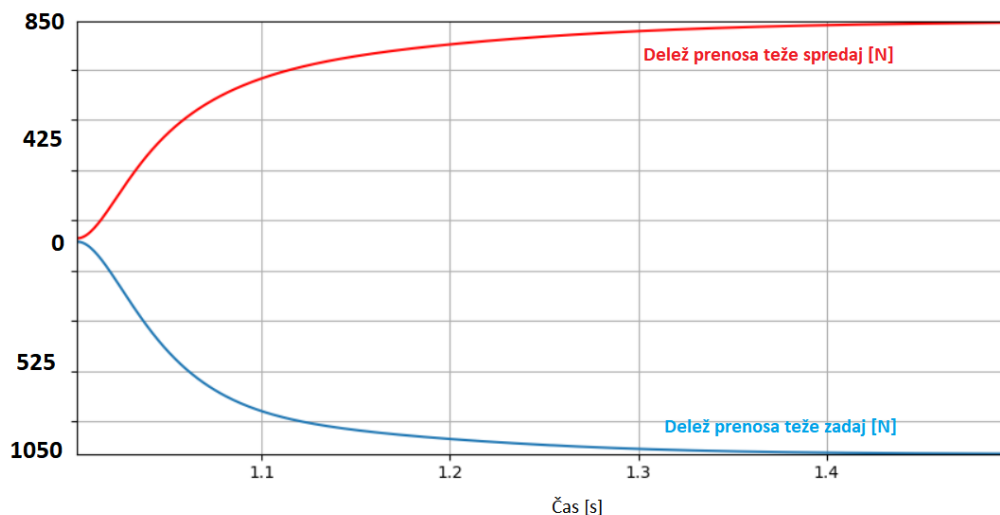
	Spredaj	Zadaj
Kot zaostajanja	5°	11°
Nagib vrtilne osi	5°	1°
Zaostajanje	0 mm	70 mm
Radij krmiljenja	40 mm	90 mm

Naslednji korak je določitev višine točk vrtilišča, procenta protinagibne geometrije in izgube previsa. Ti parametri nam določijo točke, kjer bodo A-roke pritrjene na šasijo. Da lahko te točke določimo, smo najprej določili višino težišča in odstotek mase na sprednjih kolesih. To točko potrebujemo, ker so vsi parametri odvisni od te točke, zato je določitev višine težišča zelo pomembna. Iz starejšega dirkalnika smo izmerili višino težišča 300 mm od tal ter razporeditev mase 45% na sprednji osi. Za nov dirkalnik smo določili višino težišča na 295mm zaradi lažjega motorja in razporeditev mase na 47 % na sprednji osi zaradi postavitve izpušnega sistema in motorja, ki je postavljen bližje k sprednji osi.

Prejšnji dirkalnik je deloval zelo dobro pri dolgih zavojih, vendar je imel težavo pri menjavi strani. Izgubljali smo veliko časa v delih proge, kjer so si sledili zaporedni levi in desni zavoji (slalom). Na to lastnost dirkalnika vplivajo točke vrtilišča, saj spreminjajo odzivnost dirkalnika na spremembo smeri. Posledično smo ugotovili, da so višine točk vrtilišča na sprednji in zadnji osi premajhne in se prenos teže odvija prepočasi. Pomembno je tudi razmerje višin točk vrtilišča na sprednji in zadnji osi. To nam določa, ali bo vozilo podkrmarjeno, torej bo nos dirkalnika silil izven zavoja ali prekrmarjeno, torej zadnji del dirkalnika sili iz zavoja. Naš cilj je ohraniti dirkalnik nevtralen, kar pomeni, da vsa štiri kolesa zdrsnejo naenkrat.

Za določevanje višin točk vrtilišča smo si pomagali s programom, imenovan Lap time simulator, ki sta ga razvila nekdanja člana ekipe Dino Florjančič in Luka Jerman. V ta program se vnesejo parametri vozila, kjer dirkalnik v numeričnem okolju zapelje v zavoj. Iz programa dobimo grafe prenosa teže po času. Iz grafa na sliki 4.5 lahko vidimo, da sta prenosa teže spredaj in zadaj enaka, kar pomeni, da bo vozilo nevtravno. Primerjava s staro geometrijo pa je pokazala hitrejši prenos teže, kar je bil tudi cilj.



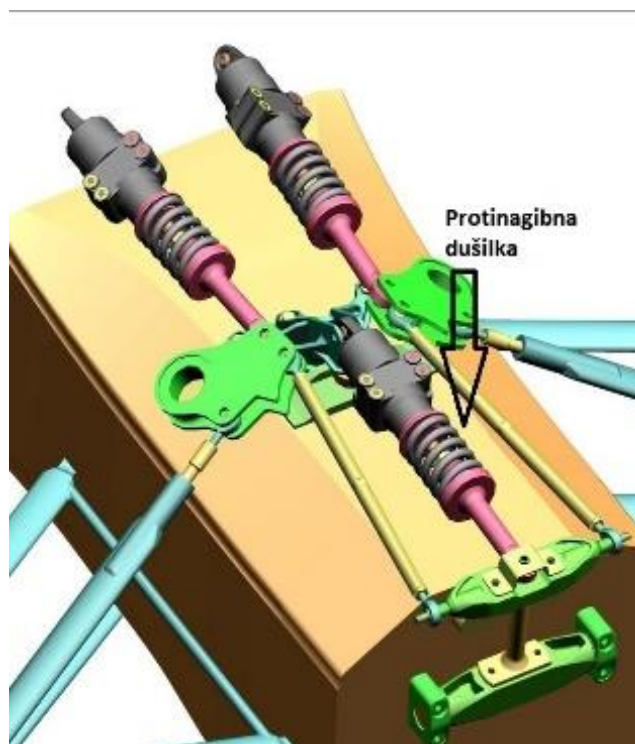


Slika 4.5: Delež prenosa teže spredaj in zadaj

Preglednica 4.2: Primerjava višin točk vrtilšč z lanskim dirkalnikom

	GPE18	GPE17
Zadaj	125 mm	98 mm
Spredaj	50 mm	30 mm

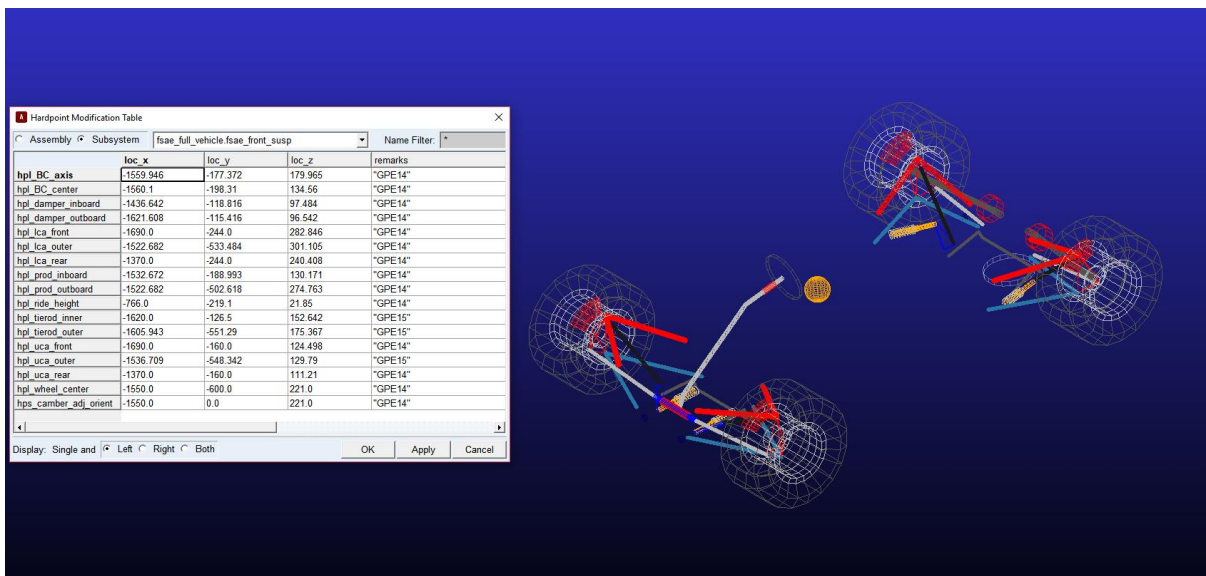
Naslednja težava starega dirkalnika je nagib sprednjega dela dirkalnika proti tloravni med zaviranjem. To bi bilo enostavno rešljivo z bolj togimi vzmetmi na sprednjem vzmetenju, vendar bi to pomenilo spremenjeno lastnost dirkalnika med zavoji, kar ne želimo. Naslednja rešitev je uvedba protinagibne dušilke, videne na sliki 4.6. Ta dušilka se proži samo, kadar obe sprednji kolesi potujeta navpično (zaviranje). Tako se lahko ohrani željena karakteristika v zavojih.



Slika 4.6: Primer vgradnje protinagibne dušilke [12]

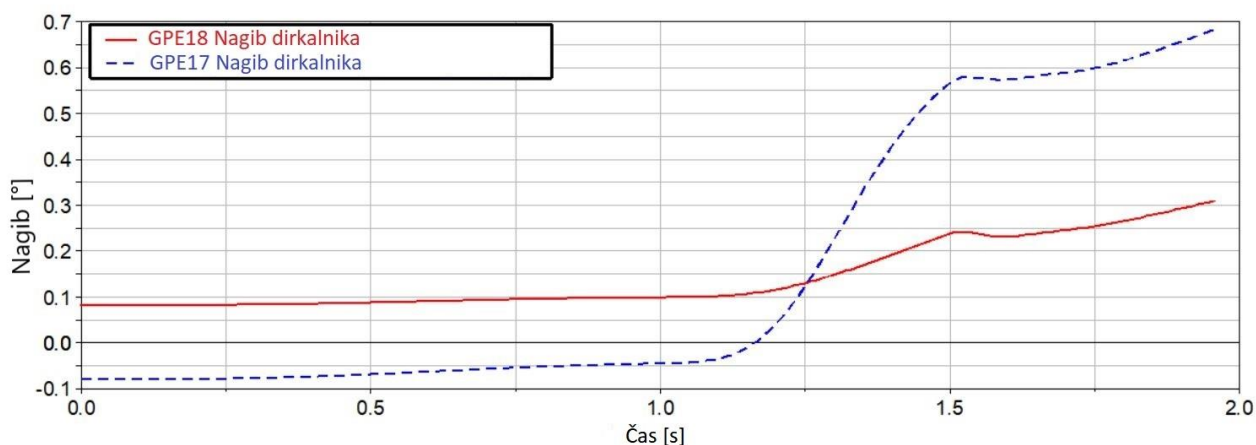
Težava te je bolj zahtevna in zapletena izdelava komponent vzmetenja, doda se masa in poveča se strošek, ker je potrebno kupiti dodatno dušilko, kar za proračun naše ekipe ni enostavno. Kvalitetne dušilke stanejo tudi do 1000 €. Rešitev, ki smo se je poslužili, je uvedba povečanja procenta protinagiba. S tem samo z vpetjem A-rok na šasijo zagotovimo, da se dirkalnik ob zaviranju ne nagne naprej, brez dodatnih komponent in spreminjanja togosti vzmeti. Posledica tega je večja sila v A-rokah, saj se vrtilišče dirkalnika, gledano iz strani, postavi višje proti težišču. Sile pri zaviranju ne potujejo več skozi vzmetenje, ampak skozi A-roke.

Simulacije protinagiba so bile izvedene v programskem paketu MSC Adams Car. Ta nam omogoča simuliranje celotnega vozila ali samo podskelecev podvozja. Za simulacijo potrebujemo koordinate vsake točke A-rok in vzmetenja. Te točke dobimo iz geometrije podvozja, ki je parametrično skonstruirana v programskem paketu Catia. Tako lahko hitro spremenimo parameter v programskem paketu Catia in vnesemo nove koordinate v program Adams Car. Geometrija in koordinate v programu MSC Adams car so prikazani na sliki 4.7.



Slika 4.7: Geometrija in koordinate v programu MSC Adams

Naredila se je simulacija zaviranja iz 100 km/h do ustavitve vozila z novo in staro geometrijo. Spodnji graf prikazuje rezultate simulacij, opravljene v MSC Adams Car. Na sliki 4.8 modra črta predstavlja staro geometrijo, rdeča novo geometrijo. Vidimo, da se pri novi geometriji dirkalnik bistveno manj nagne naprej.



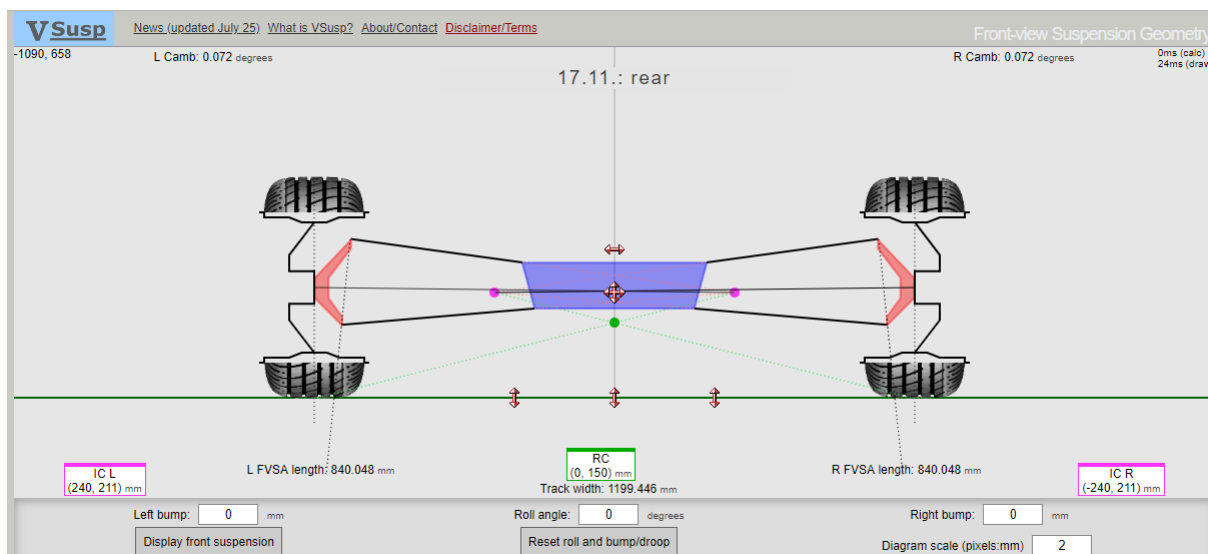
Slika 4.8: Primerjava nagiba starega in novega dirkalnika

Preglednica 4.3: Stari in novi parametri portinagiba

	GPE17	GPE18
Procent protinagiba	15%	75%

Naslednji korak je kontrola krivulje izgube previsa, saj bi brez tega izgubljali kontaktno površino pnevmatike med zavoji. To se je preverilo v spletnem simulatorju imenovan Vsusp.

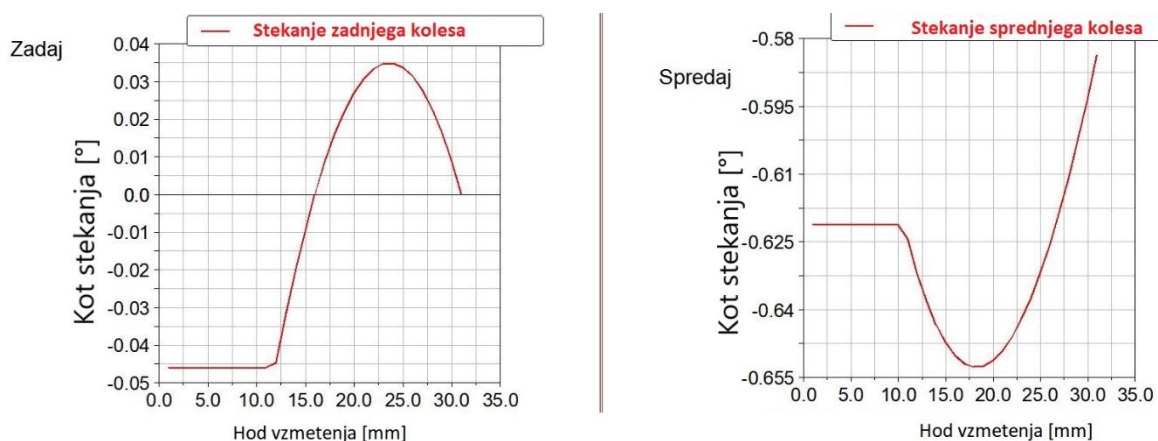
Vnesemo projekcije A-rok ter dimenzije pnevmatike, nato nam program izračuna hod in kot kolesa v željenih stanjih. Pripravljen model za računanje je prikazan na sliki 4.9.



Slika 4.9: Geometrija v programu Vsusp

Cilj je ohraniti čim večjo naležno površino med nagibom šasijske, vendar moramo paziti, da ne izgubimo preveč kontaktne površine med stanjem, kadar gresta obe kolesi navpično navzgor. To se zgodi med zaviranjem in pospeševanjem.

Nazadnje je potrebno še preveriti izgubo stekanja, ta je odvisna od vpetja krmilne obese. To se najlažje preveri v programu MSC Adams, kjer se vnesejo vpetja A-rok in krmilne obese ter se spremlja stekanje kolesa ob hodu kolesa navzgor in navzdol. Cilj je ohraniti izgubo stekanja pod  $0,1^\circ$ . Na sliki 4.10 vidimo, da smo uspeli stekanj spredaj in zadaj ohraniti pod  $0,1^\circ$  po hodu vzmetenja.



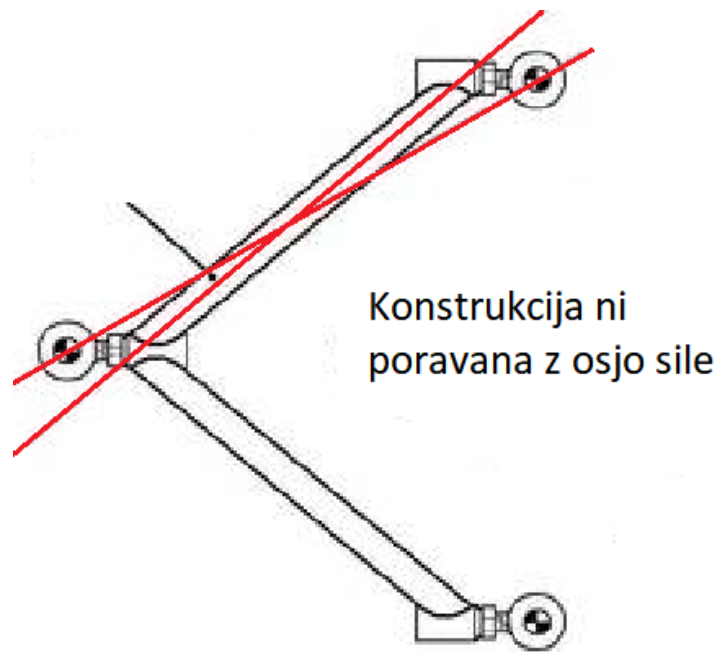
Slika 4.10: Kontrola izgube stekanja

Ko imamo določene vse parametre in točke vpetja, te parametre vnesemo v geometrijo v programskem paketu Catia in tako dobimo končno geometrijo vzmetenja, ki se vnaprej uporablja za konstruiranje A-rok.

## 4.2 Modeliranje

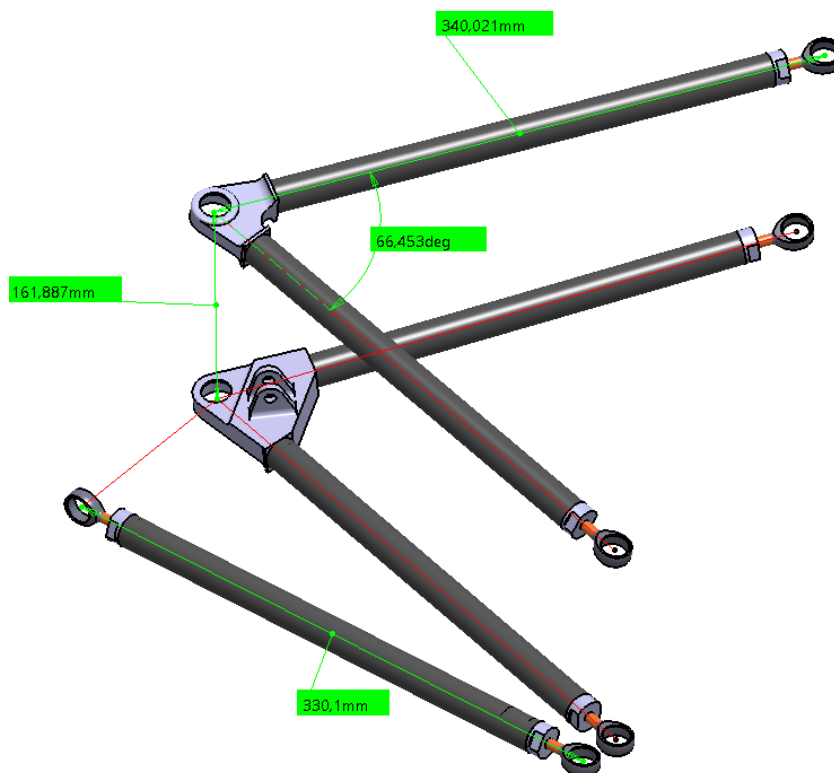
Pri konstruiranju najprej začnemo pri točkah geometrije podvozja. Točke predstavljajo položaj očesnih ležajev. Izbira očesnih ležajev je zelo pomembna, saj morajo zagotoviti dolgo delovanje brez pojava zračnosti. Izbrali smo očesne ležaje proizvajalca Fluro velikosti M6. So višjega cenovnega razreda, vendar zadostijo našim pogojem in obremenitvam.

Ker gre za dirkalnik, ima masa veliko vlogo pri izbiri materiala. Za material se je izbral aluminij oznake 7075 T6 s kombinacijo palic iz karbonskih vlaken. Aluminij se bo uporabil na mestih, kjer pridejo vstavljeni očesni ležaji in kot povezava med eno in drugo palico A-roke, ki bo iz karbonskih vlaken. Za združitev se bo uporabil zlepni spoj. Paziti še moramo, da se v A-rokah pojavita samo nateg in tlak in ne uklon. Na spodnji sliki 4.11 lahko vidimo slab primer konstrukcije A-roke.



Slika 4.11: Primer slabe konstrukcije A-rok [13]

Ko imamo določene očesne ležaje, material in smo pozorni na razporeditev obremenitev v A-rokah, lahko začnemo s 3D modeliranjem A-rok. Na sliki 4.12 je končan 3D model A-rok na zadnji osi.



Slika 4.12: 3D model A-rok po geometriji vzmetenja

## 5 TRDNOSTNI PRERAČUN

Po končanem modeliranju je potrebno A-roke trdnostno preračunati. Za trdnostni preračun se je uporabil simulacijski program Abaqus CAE, ki računa po metodi končnih elementov. Uporabili smo linearno simulacijo, saj ne pričakujemo velikih pomikov tudi napetosti bi morale biti znotraj linearne lastnosti materiala. Za preračun potrebujemo sile, ki nastanejo v kontaktni točki pnevmatike zaradi prenosa teže med vožnjo vozila. Zanimajo nas vrednosti, ki se pojavijo med zaviranjem in med zavojem, saj takrat nastopijo najvišje sile. Vrednosti sil smo izračunali z naslednjo enačbo.

$$\text{prenos teže} = \text{pospešek} \frac{\text{masa vozila} * \text{višina težišča}}{\text{medosna razdalja}}$$

Preglednica 5.1: Vrednosti za izračun prenosa teže

Pospešek zaviranje	2 g
Pospešek zavoj	2 g
Masa vozila	260 kg
Višina težišča	295 mm
Medosna razdalja	1550 mm

Preglednica 5.2: Izračunane sile v kontaktni točki

	Zaviranje		Zavoj		Pospeševanje		
	Spredaj	Zadaj	Spredaj	Zadaj	Zadaj		
$F_z$	2313 N	1402 N	$F_z$	2419 N	2571 N	$F_z$	1670 N
$F_x$	-4628 N	-2804 N	$F_x$	0	0	$F_x$	3340 N
$F_y$	0	0	$F_y$	-4840 N	-5150 N	$F_y$	0

Za razumevanje smeri sile potrebujemo še koordinatni sistem vozila (z – vertikalna os, x – os postavljena vzdolžno z vozilom in y – os postavljena prečno na vozilo).

### 5.1 Numerični model

#### 5.1.1 Material

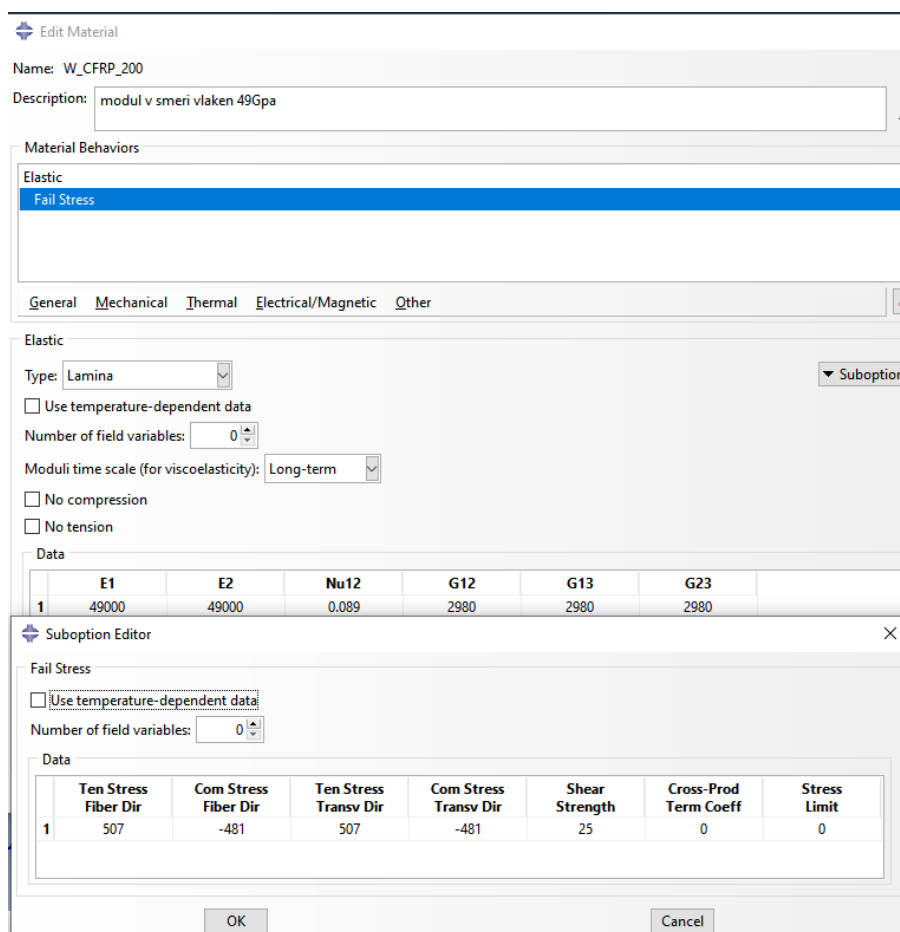
A-roke so narejene iz aluminija oznake 7075 T6 in palic iz karbonskih vlaken. Aluminijske povezave se ne smejo plastično deformirati oziroma ne smemo preseči mejo tečenja, ki znaša

469 MPa. Pri karbonskih palicah moramo paziti, da ne presežemo kriterij Tsai Hill [17], kjer nam vrednost 1 pove, da se bodo vlakna pretrgala.

Materialne podatke za aluminij smo dobili od proizvajalca Impol. Vrednosti so prikazane na sliki 5.1. Za simulacijo potrebujemo modul elastičnosti in Poissonovo število. Za karbonska vlakna smo v preteklosti opravili natezni preizkus, preko katerega smo dobili materialni model vlaken. Vrednosti, vstavljene v materialni model, so prikazane na sliki 5.2.

$E$ -Modul elastičnosti	71,7 GPa
$R_m$ - Natezna trdnost	579 MPa
$R_{p02}$ - Meja tečenja	469 MPa
Poissonovo število	0,33
Tlačna trdnost	478 MPa

Slika 5.1: Materialne lastnosti aluminija 7075 T6 [18]



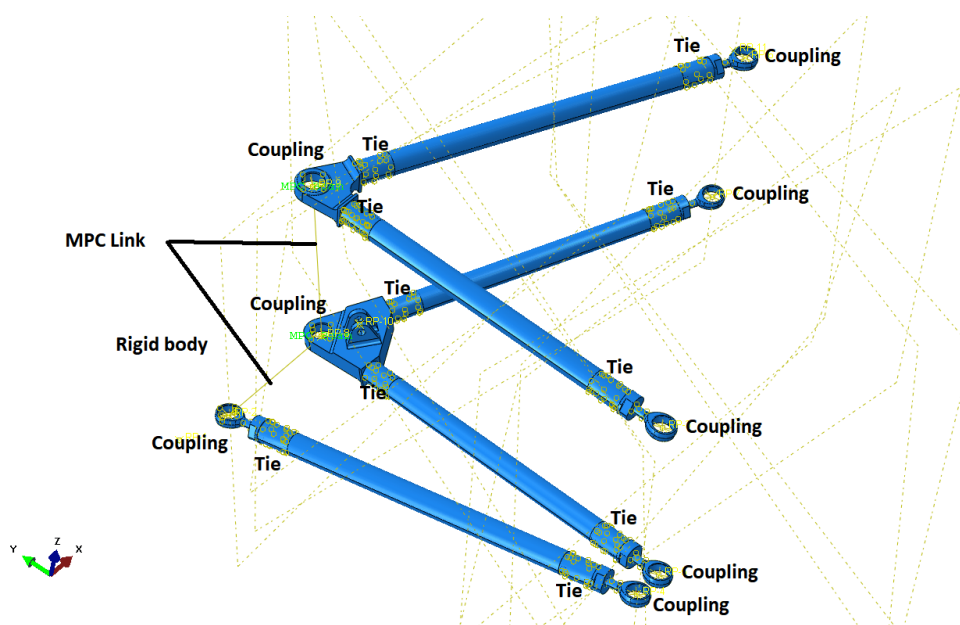
Slika 5.2: Materialni model karbonskih vlaken



### 5.1.2 Robni pogoji

Izračunane sile so se postavile na točko, kjer je kontaktna točka pnevmatike. Vpetje se je predpisalo v točkah, katere pridejo pritrjene na šasijo in na vpetje mehanizma vzmetenja. Pri teh točkah so se omejili samo pomiki, saj očesni ležaji omogočajo rotacijo.

Za najboljši približek realnosti se je simuliralo cel sestav obes. To pomeni, da smo morali smiselno povezati posamezne dele. Pri zlepnih spojih in navojnih očesnih ležajev smo uporabili funkcijo »Tie«. Očesne ležaje pri kolesu smo povezali s funkcijo »MPC Link«, kar predstavlja premnik. V vsako središče očesnega ležaja se je še dodala točka in povezala na površino s funkcijo »Coupling«, kar nam omogoča lažje vpetje. Dodala se je še točka na mestu stika pnevmatike, ta služi za vnos prej izračunanih sil. Ta točka se je povezala s točkami v obesah s funkcijo »Rigid body«.



Slika 5.3: Pripravljen model za numerično simulacijo

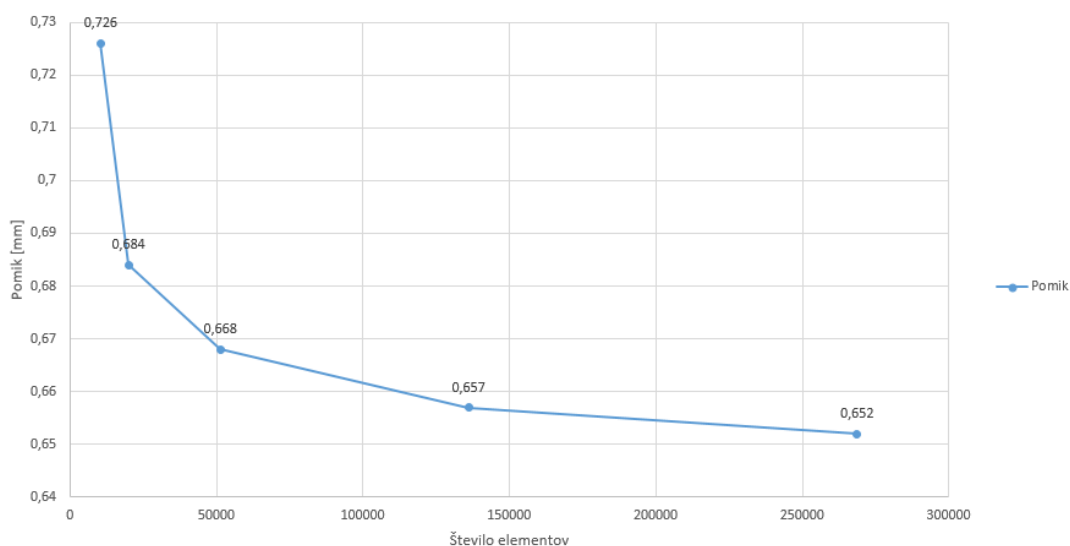
### 5.1.3 Mreža končnih elementov

Za določevanje mreže smo izbrali več velikosti vrsto mreže pa smo izbrali linearno. Spremljali smo pomike, pri vsaki izbranih velikosti elementa. Začeli smo pri velikosti 10 mm, nato 5 mm, 3 mm, 2 mm in na koncu še 1,5 mm.

Preglednica 5.3: Podatki o mreži

Velikost elementa	Število elementov	Pomik
10 mm	10458	0,726 mm
5 mm	19956	0,684 mm
3 mm	51311	0,668 mm
2 mm	136045	0,657 mm
1,5 mm	268680	0,652 mm

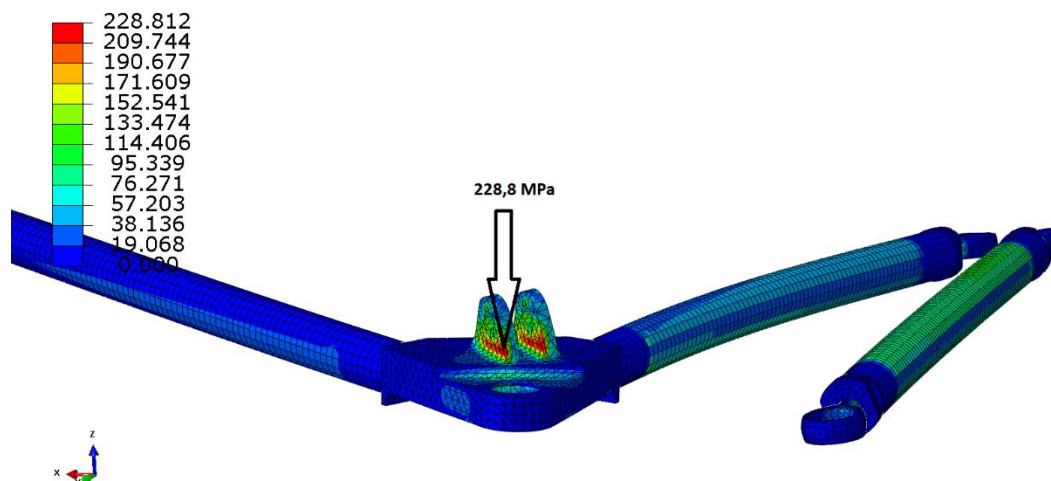
Pomik strmo pada do velikosti elementa 2 mm, nato se ustali, kar je vidno na sliki 5.4. Za simulacijo smo izbrali velikost elementa 2mm, saj je ta velikost dovolj majhna za natančne rezultate in obenem ohranimo kratek čas računanja.



Slika 5.4: Graf odvisnosti pomika od števila elementov

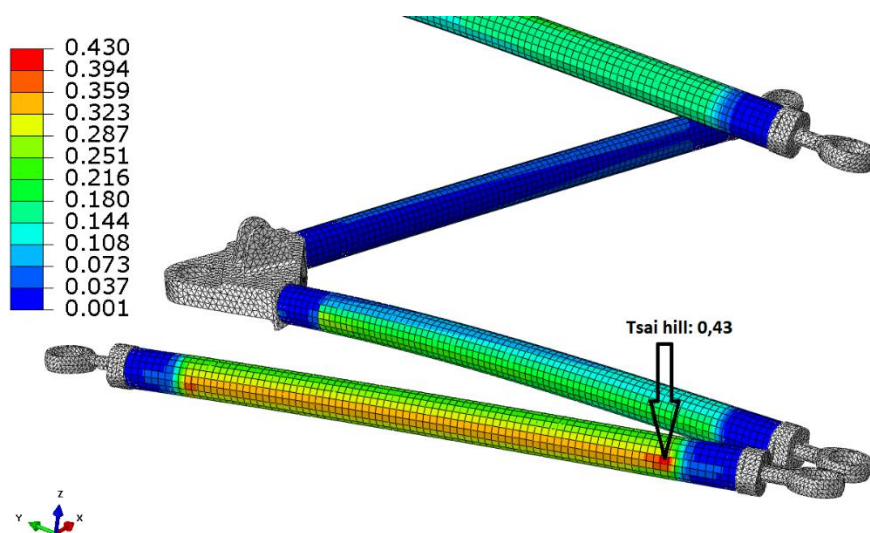
#### 5.1.4 Rezultati

Na slikah od 5.5 do 5.8 so predstavljeni rezultati simulacij, in sicer primerjalna napetost po Missesu, ki mora biti manjša od meje plastičnosti materiala in kriterij Tsai Hill, ki mora biti manjši od 1. Zadnje A-roke so numerično simulirane v stanju, kadar je dirkalnik v zavoj. Sprednje pa med zaviranjem, saj se v teh dveh stanjih pojavijo najvišje obremenitve.



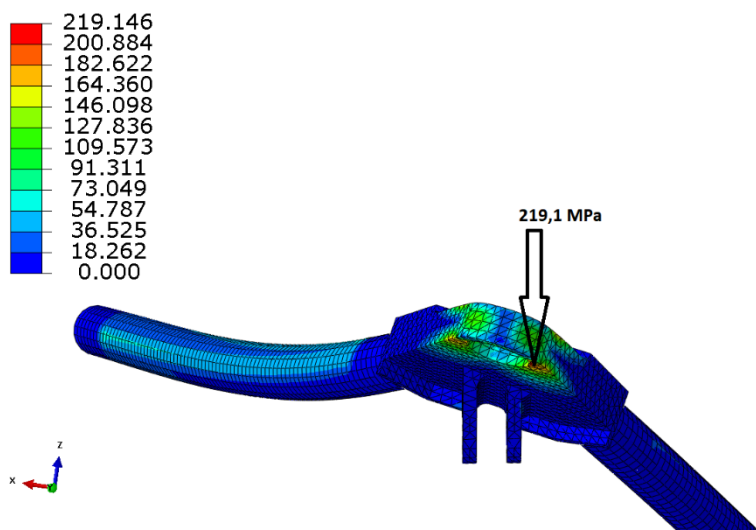
Slika 5.5: Največja primerjalna obremenitev zadaj ob zavoju

Največja napetost v zavoju se pojavi na mestu vpetja potisnega droga in znaša 228,8 MPa, kar je pod dopustno vrednostjo. Pri prenosu teže v zavoju se pojavi velika navpična sila v kontaktni točki pnevmatike, ta se prenese preko potisnega droga. Bočna sila, čeprav večja, se porazdeli na vseh pet povezav.



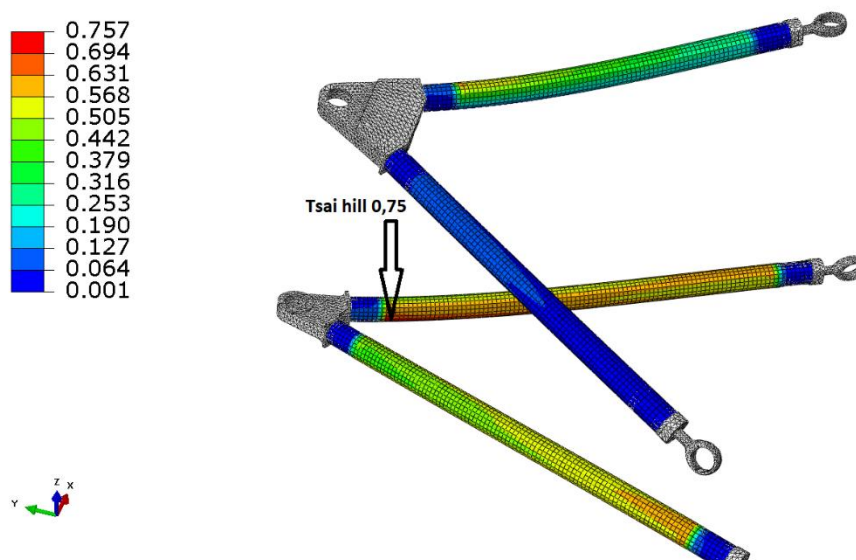
Slika 5.6: Največji kriterij Tsai Hill zadaj ob zavoju

Kriterij Tsai Hill doseže vrednost 0,43 kar je manj kot 1. Lahko sklepano, da se v karbonskih povezav ne bo pojavilo trganje vlaken. Na sliki 5.6 se lahko vidi vpliv geometrije na prenos sil, saj se bočna sila zaradi zavijanja bolj ugodno porazdeli na povezave.



Slika 5.7: Največja primerjalna obremenitev spredaj ob zaviranju

Zaradi protinagibne geometrije se ob zaviranju sile ne prenese več preko sistema vzmetenja ampak preko povezav, zato tukaj ni videti napetosti v vpetju vlečnega droga. Napetost 219,1 MPa se pojavi v vpetju očesnega ležaja, saj želi sila, ki deluje navpično, zavrteti zgornjo A-roko, obremenitev pa se prenaša preko očesnega ležaja. Napetost je pod dopustno vrednostjo.



Slika 5.8: Največji kriterij Tsai Hill spredaj ob zaviranju

Kriterij Tsai Hill znaša 0,75 in je pod dopustno vrednostjo 1. Pojavi se v spodnji A-roki, saj je razdalja do delovanja sile manjša kot do zgornje A-roke.

## 6 IZDELAVA IN PREIZKUŠANJE

Po končanem modeliranju in vseh trdnostnih analizah je potrebno dele podvozja izdelati. Dvojne A-roke so bile v večini izdelane v naši delavnici, razen aluminijastih povezav, katere se naredijo na CNC stroju. Postopek izdelave je naslednji: palice iz ogljikovih vlaken smo najprej narezali na dolžino. Nato je potrebno vse zlepne površine na palicah in aluminijastih komponentah zbrusiti in temeljito očistiti. Za lepljenje smo uporabili lepilo Loctite EA 9514, ki ga je potrebno nanesti na površino. Pri tem smo si pomagali z injekcijsko brizgo, s katero lepilo vbrizgamo v prej pripravljene luknje, da zagotovimo idealno razporeditev lepila. Dvojne A-roke je nato potrebno dati v peč na temperaturo 120 °C za 60 min, da se lepilo aktivira. Na sliki 6.2 so prikazane A-roke po koncu izdelave.



Slika 6.1: Pripravljene A-roke za preizkušanje

Na koncu smo morali preveriti še izdelavo zlepnih spojev, saj so obese kritičnega pomena za dirkalnik. Odpoved zlepnega spoja bi pomenila veliko nevarnost in škodo. Za preverbo uporabljamo pripravo za natezni preizkus lastne izdelave. Na hidravlično dvigalko smo

namestili senzor meritve tlaka, ki se je umeril na trgalnem stroju videno na sliki 6.2. Umeritev smo izvedli tako, da smo na dvigalko s trgalnim strojem pritisnili s silo 1000 N in izmerili napetost senzorja. Meritve so se izvajale do vrednosti 15000 N s korakom po 1000 N.



Slika 6.2: Umerjanje hidravlične dvigalke

Hidravlično dvigalko smo vgradili v naš trgalni stroj in naredili pripravo za vpetje A-rok. Vsaka povezava se je testirala s silo 10000 N. V to silo je upoštevan varnostni faktor 2,5. Neuspele preizkušance smo ponovno zlepili in nato ponovili meritve, dokler niso vsi spoji dosegli meje 10000 N. Vpeta A-roka v pripravo je prikazana na sliki 6.3.





Slika 6.3: Testiranje A-roke

## 7 ZAKLJUČKI

V diplomski nalogi smo razložili ključne parametre za določitev geometrije A-rok. Pokazali smo, kako pridemo do teh parametrov s pomočjo simulacij. Nato se je izvedlo konstruiranje in trdnostni preračun A-rok. Tukaj smo lahko videli, kako vpliva geometrija na prenos sil. Dirkalniku smo z novo geometrijo izboljšali vozne lastnosti in s tem posledično zmanjšali čas kroga na tekmi. S trdnostnim preračunom smo dokazali, da bodo A-roke zdržale obremenitve med vožnjo. Potrebno je še ovrednotenje ustreznih parametrov v realnosti glede na rezultate simulacij.

Naslednji korak bi bila optimizacija aluminijastih povezav s topološko optimizacijo, vendar se tukaj pojavi predvsem problem izdelave. V prihodnosti bo kompleksnost izdelave rešena s cenejšo tehnologijo 3D tiska kovin, možnost je tudi tehnika litja. Možna je tudi izdelava karbonskih A-rok v celoti. Tukaj bi morali razviti sistem, kako očesne ležaje laminirati v konstrukcijo. Naslednja prepreka bi bila tudi potreba po velikem številu kalupov, saj bi morala imeti vsaka A-roka svoj kalup.



## 8 SEZNAM UPORABLJENIH VIROV

- [1] Formula student [svetovni splet]. Dosegljivo: <https://www.formulastudent.de/fsg/rules/> [Datum dostopa: 10.7.2019].
- [2] Formula student germany [svetovni splet]. Dosegljivo: <https://aid-driving.eu/formula-student-germany-2018/> [Datum dostopa: 10.7.2019].
- [3] Sile pri kroženju [svetovni splet]. Dosegljivo: [https://si.openprof.com/wb/sile\\_pri\\_kro%C5%BEenju?ch=432](https://si.openprof.com/wb/sile_pri_kro%C5%BEenju?ch=432) [Datum dostopa: 10.7.2019].
- [4] The racing line [svetovni splet]. Dosegljivo: <http://theracingline.net/2018/race-car-tech/race-tech-explained/tyres-lateral-forces/attachment/slip-angle/> [Datum dostopa: 12.7.2019].
- [5] The absolute guide to the racing tyres [svetovni splet]. Dosegljivo: <http://racingcardynamics.com/racing-tires-lateral-force/> [Datum dostopa: 12.7.2019].
- [6] Racing aspiratons [svetovni splet]. Dosegljivo: <http://racingcardynamics.com/racing-tires-lateral-force/> [Datum dostopa: 20.7.2019].
- [7] Super street network [svetovni splet]. Dosegljivo: <http://www.superstreetonline.com/how-to/wheels-tires/sstp-1004-camber-caster-toe-wheel-alignmentphoto-gallery/#photo-01> [Datum dostopa: 10.8.2019].
- [8] Car engineer [svetovni splet]. Dosegljivo: <http://www.car-engineer.com/suspension-design-definitions-and-effects-on-vehicle-behavior/> [10.8.2017].
- [9] suspension designer [svetovni splet]. Dosegljivo: <https://www.suspensiondesigner.com/kpi-kingpin-angle-scrub-radius-wheel-centre-offset/> [Datum dostopa: 15.8.2019].
- [10] Roll center [svetovni splet]. Dosegljivo: [http://site.petitrc.com/setup/AE\\_RollerCenter/](http://site.petitrc.com/setup/AE_RollerCenter/) [Datum dostopa: 15.8.2019].
- [11] Moto iq [svetovni splet]. Dosegljivo: <https://motoiq.com/pri-2016-part-5/3/> [Datum dostopa: 15.8.2019].

- 
- [12] Inveter [svetovni splet]. Dosegljivo: <https://www.invetr.com/dynamics-and-performance/third-or-heave-damper-for-linear-vertical-motion> [Datum dostopa: 15.8.2019].
- [13] Rod ends in bending [svetovni splet]. Dosegljivo: <https://www.formulastudent.de/pr/news/details/article/pats-column-rod-ends-in-bending/> [Datum dostopa: 15.8.2019].
- [14] D. L. Milliken, W. F. Milliken, Race Car Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1995.
- [14] M. Bohner, Motorno vozilo, Tehniška založba Slovenije, 1999.
- [15] D. Florjančič, Konstruiranje podvozja Formula Student dirklanika, Maribor, 2013.
- [16] K. Bojan, Krautov strojniški priročnik, 14. izdaja, Ljubljana: Littera ptica, 2007.
- [17] Tsai – Hill criterion [svetovni splet]. Dosegljivo: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/tsai-hill-criterion> [29. 8. 2019]
- [18] Aluminium alloy 7075 T6 [svetovni splet]. Dosegljivo: <http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA7075T6> [Datum dostopa: 29. 9. 2019]