

Opružno-prigušne karakteristike ovjesa sportskog cestovnog vozila

Vlašić, Borna Krešimir

Master's thesis / Diplomski rad

2018

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://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:931985>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-01-02**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Borna Krešimir Vlašić

Zagreb, 2018.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Doc.dr.sc. Goran Šagi, dipl. ing.

Student:

Borna Krešimir Vlašić

Zagreb, 2018.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se firmi Rimac Automobili na ustupljenoj mogućnosti za pisanjem diplomskog rada u sklopu studentskog zaposlenja. Zahvaljujem se odjelu dinamike i šasije vozila, a posebno Tomislavu Šimuniću i Marku Prodanovskom na ustupljenoj literaturi te velikoj pomoći i savjetovanju pri izradi ovog rada.

Zahvalan sam i profesoru Goranu Šagiju na pomoći, mentorstvu i stručnom vođenju kroz pisanje diplomskog rada, ali i svih drugih projektnih zadataka koje sam odradio pod njegovim vodstvom.

Također, posebne zahvale i svima koji su bili uz mene kroz sve godine mog studiranja, te me podržavali i pomagali kada je bilo potrebno.

Borna Krešimir Vlašić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
 Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
 procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur. broj:	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Borna Krešimir Vlašić** Mat. br.: 0035191075

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Opružno-prigušne karakteristike ovjesa sportskog cestovnog vozila**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Spring and Damping Characteristics of Sports Car Suspension System**

Opis zadatka:

Na ponašanje vozila u vožnji značajan utjecaj imaju karakteristike opružno-prigušnih elemenata ovjesa. Opružno-prigušne karakteristike utječu na različite aspekte dinamike vozila, od stabilnosti vozila do udobnosti vožnje. Posebice taj utjecaj dolazi do izražaja kod sportskih vozila, kod kojih su i zahtjevi za performansama izraženi.

U okviru diplomskog rada potrebno je:

- Prikazati koncept vozila za koje se određuju karakteristike opružno-prigušnih elemenata ovjesa i mogući smještaj opruga i amortizera kod ovjesa s dvostrukim poprečnim vodilicama.
- Detaljno objasniti način određivanja karakteristika opruga, amortizera i stabilizatora, a objašnjenja popratiti odgovarajućim izrazima i potrebnim dijagramima.
- Odrediti opružno-prigušne karakteristike ovjesa za zadane parametre vozila i zahtjevne performanse.
- Provesti simulacije s odgovarajućim modelom vozila u programskom paketu za analizu dinamike vozila za karakteristične situacije u vožnji.
- Na temelju određenih karakteristika i provedenih simulacija odabrati odnosno dimenzionirati opruge, amortizere i stabilizatore te definirati njihov smještaj u ovjesu vozila.


Pri izradi se treba pridržavati uobičajenih pravila za izradu diplomskoga rada. U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:
18. siječnja 2018.

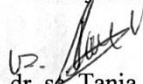
Datum predaje rada:
22. ožujka 2018.

Predviđeni datum obrane:
28., 29. i 30. ožujka 2018.

Zadatak zadao:


Doc. dr. sc. Goran Šagi

Predsjednica Povjerenstva:


Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ	1
POPIS SLIKA	3
POPIS TABLICA.....	5
POPIS OZNAKA	6
SAŽETAK.....	7
1. UVOD.....	9
2. PRIKAZ MOGUĆEG SMJEŠTAJA KOMPONENTI OVJESA S DVOSTRUKIM POPREČNIM RAMENIMA	10
2.1. Opruge.....	10
2.2. Amortizeri	15
2.3. Stabilizator	17
2.4. Smještaj komponenti ovjesa na projektom vozilu	19
3. ODREĐIVANJE KARAKTERISTIKA VOZILA.....	21
3.1. Određivanje koordinata težišta vozila.....	22
3.2. Preraspodjela opterećenja	27
3.3. Određivanje momenta inercije vozila	31
3.4. Prikaz svih definiranih karakteristika vozila.....	35
4. NAČIN ODREĐIVANJA KARAKTERISTIKA OPRUŽNO PRIGUŠNIH ELEMENATA OVJESA	37
4.1. Prva prirodna frekvencija.....	37
4.2. Dimenzioniranje opruge.....	44
4.3. Dimenzioniranje poprečnog stabilizatora	47
4.4. Određivanje karakteristika amortizera	50
5. DEFINIRANJE KRUTOSTI OPRUGA I POPREČNOG STABILIZATORA PREMA DEFINIRANIM KARAKTERISTIKAMA PROJEKTOG VOZILA.....	55
5.1. Određivanje najnepovoljnijeg dinamičkog opterećenja vozila.....	56
5.2. Definicije preraspodjela opterećenja.....	58
5.3. Uzdužna preraspodjela opterećenja	59
5.3.1. Uzdužna preraspodjela opterećenja ne ovješene masa	60
5.3.2. Uzdužna geometrijska preraspodjela opterećenja ovješene masa	60
5.3.3. Uzdužna elastična preraspodjela opterećenja ovješene masa	61
5.3.4. Opterećenje pojedinih kotača nakon izračuna uzdužne preraspodjele opterećenja 61	
5.4. Bočna preraspodjela opterećenja	63
5.4.1. Bočna preraspodjela opterećenja neovješene masa	64
5.4.2. Bočna geometrijska preraspodjela opterećenja ovješene masa	64
5.4.3. Bočna elastična preraspodjela opterećenja ovješene masa	65
5.5. Određivanje kuta zakretanja vozila oko uzdužne osi.....	71
5.6. Izračun frekvencija ovještene i neovještene mase.....	72
5.7. Optimizacija krutosti opruga i poprečnih stabilizatora	74
5.8. Dimenzioniranje opruga prema optimiranim krutostima.....	78
5.8.1. Dimenzioniranje prednje opruge.....	79
5.8.2. Dimenzioniranje stražnje opruge	81

5.9. Dimenzioniranje prednjeg poprečnog stabilizatora	82
6. ODREĐIVANJE KARAKTERISTIKA AMORTIZERA	85
6.1. Određivanje karakteristika prednjeg amortizera	85
6.2. Određivanje karakteristika stražnjeg amortizera.....	86
7. PRIKAZ DIMENZIONIRANIH OPRUŽNO PRIGUŠNIH KOMPONENTI TE NJIHOV SMJEŠTAJ U OVJESU VOZILA.....	87
8. ISPITIVANJE OPRUŽNO-PRIGUŠNIH KARAKTERISTIKA VOZILA RAČUNALNIM SIMULACIJAMA	91
8.1. Programski paket IPG CarMaker	91
8.2. Nailazak na poprečnu prepreku.....	92
8.3. Ispitna procedura ustaljenog prolaska kroz desni zavoj.....	98
8.4. Utjecaj opruge na ponašanje vozila	101
8.5. Utjecaj poprečnog stabilizatora na ponašanje vozila	102
8.6. Utjecaj amortizera na ponašanje vozila	102
9. ZAKLJUČAK.....	103
LITERATURA.....	104

POPIS SLIKA

Slika 1.	Ovjes s dvostrukim poprečnim ramenima i opružno-prigušnim komponentama [8]	9
Slika 2.	Karakteristike lisnate opruge [9]	11
Slika 3.	Pozicija lisnate opruge na bolidu Formule student	11
Slika 4.	Lisnata opruga na Chevrolet Corvette	12
Slika 5.	Dijagramski prikaz karakteristika opruga [10]	12
Slika 6.	Spiralne opruge	13
Slika 7.	Opruga i prigušni element	13
Slika 8.	Izgled i ugradnja gumenog odbojnika (prikazan u crvenom krugu)	14
Slika 9.	Krutost ovjesa u kombinaciji spiralne opruge i gumenog odbojnika [11]	14
Slika 10.	Amortizer	15
Slika 11.	Prigušenje ovjesa [12]	15
Slika 12.	Primjer smještaja amortizera [13]	16
Slika 13.	Mogućnost smještaja amortizera	16
Slika 14.	Poprečni stabilizator	17
Slika 15.	Mogući smještaj poprečnog stabilizatora [14]	17
Slika 16.	Podешavanje krutosti stabilizatora	18
Slika 17.	Konceptualni prikaz ovjesa u programskom paketu Altair, Motionview	19
Slika 18.	CAD model ovjesa	20
Slika 19.	Prikaz međuosovinskog razmaka i traga kotača	21
Slika 20.	Smještaj koordinatnog sustava vozila	22
Slika 21.	Prikaz položaja komponenti navedenih u tablici 1	23
Slika 22.	Položaj težišta vozila	25
Slika 23.	Prikaz komponente za određivanje momenta inercije	31
Slika 24.	Titranje mase oko ravnotežnog položaja [15]	37
Slika 25.	Model ovjesa automobila	39
Slika 26.	Proračunski model ovjesa	40
Slika 27.	Nepovoljan odabir frekvencija [1]	41
Slika 28.	Povoljniji odabir frekvencija [1]	41
Slika 29.	Prijenosni omjer opruge	42
Slika 30.	Dimenzije opruge	45
Slika 31.	Dimenzije poprečnog stabilizatora [14]	47
Slika 32.	Prvi način određivanja prijenosnog omjera stabilizatora	48
Slika 33.	Drugi način određivanja prijenosnog omjera stabilizatora	49
Slika 34.	Zakretanje poprečnog stabilizatora	49
Slika 35.	Sustav bez prigušenja [1]	53
Slika 36.	Pod prigušen sustav	53
Slika 37.	Sustav sa 70 % omjera prigušenja	54
Slika 38.	Sustav s korigiranim frekvencijama	54
Slika 39.	Statičko opterećenje pojedinog kotača	55
Slika 40.	Kružnica trenja/ubrzanja	57
Slika 41.	Najnepovoljniji slučaj dinamičkog opterećenja vozila	57
Slika 42.	Visina centra zakretanja [18]	58
Slika 43.	Centar zakretanja oko poprečne osi [17]	59
Slika 44.	Dinamičko opterećenje kotača nakon uzdužne preraspodjele opterećenja	62
Slika 45.	Slikovni prikaz Δz veličine	66
Slika 46.	Slikovni prikaz bočne preraspodjele opterećenja	71
Slika 47.	Prednja opruga	87

Slika 48.	Stražnja opruga.....	87
Slika 49.	Izometrijski pogled na prednji poprečni stabilizator	88
Slika 50.	Pogled na prednji poprečni stabilizator sa dimenzijama koje su u skladu sa ranije definiranima.....	88
Slika 51.	Amortizer Multimatic – DSSV.....	88
Slika 52.	Pogled sprijeda na sklop prednjeg ovjesa.....	89
Slika 53.	Pogled odozgora na sklop prednjeg ovjesa	89
Slika 54.	Pogled sprijeda na sklop stražnjeg ovjesa	90
Slika 55.	Pogled odozgora na sklop stražnjeg ovjesa	90
Slika 56.	Početno sučelje programa IPG CarMaker	91
Slika 57.	Nailazak vozila na poprečnu prepreku	92
Slika 58.	Parametri poprečne prepreke	93
Slika 59.	Tlocrt ispitne procedure nailaska vozila na poprečne prepreke	93
Slika 60.	Dijagramski prikaz pomaka kotača	94
Slika 61.	Vertikalni pomaci prednjeg kotača i ovješene mase	95
Slika 62.	Pomaci kotača prilikom nailaska na dvije poprečne prepreke	96
Slika 63.	Pomaci kotača prilikom nailaska na tri poprečne prepreke.....	96
Slika 64.	Vertikalne sile na kotačima prilikom nailaska na poprečnu prepreku	97
Slika 65.	Procedura ustaljenog prolaska kroz desni zavoj.....	98
Slika 66.	Vozilo za vrijeme ustaljenog prolaska kroz desni zavoj	98
Slika 67.	Kut zakretanja vozila oko uzdužne osi.....	99
Slika 68.	Vertikalne sile na kotačima	100

POPIS TABLICA

Tablica 1. Mase i koordinate težišta odabranih komponenti vozila	23
Tablica 2. Podaci o masi, težištu i vlastitom momentu inercije	32
Tablica 3. Prikaz definiranih karakteristika vozila.....	35
Tablica 4. Svojstva na visokim i niskim frekvencijama.....	39
Tablica 5. Dinamičko opterećenje kotača nakon uzdužne preraspodjele opterećenja	62
Tablica 6. Krutosti zakretanja oko uzdužne osi	69
Tablica 7. Dinamička opterećenja pojedinih kotača pri najnepovoljnijem opterećenju vozila	70
Tablica 8. Dinamička opterećenja kotača nakon optimizacije krutosti opruga.....	75
Tablica 9. Krutosti zakretanja oko uzdužne osi nakon optimizacije krutosti opruga.....	76
Tablica 10. Dinamička opterećenja kotača nakon optimizacije krutosti stabilizatora	77
Tablica 11. Krutost zakretanja oko uzdužne osi nakon optimizacije poprečnog stabilizatora.	77
Tablica 12. Dinamička opterećenja kotača.....	100

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
f	Hz	Frekvencija sustava
K	N/mm	Krutost sustava
m	kg	Masa promatranog sustava
MR	mm/mm	Prijenosni omjer opruge
k_s	N/mm	Krutost opruge
d	mm	Promjer žice opruge
D	mm	Srednji promjer zavojnice opruge
p	mm	Uspon opruge
L_0	mm	Duljina neopterećene opruge
i_f		Broj navoja s opružnim djelovanjem
G	N/mm ²	Modul klizanja
f	mm	Hod opruge
F	N	Sila koja opterećuje oprugu
i_{uk}		Ukupni broj navoja
L_2	mm	Duljina stlačene opruge
τ_i	N/mm ²	Idealno torzijsko naprezanje opruge
τ_k	N/mm ²	Maksimalno torzijsko naprezanje opruge
k	mm/mm	Dimenzijski faktor opruge
A	mm	Duljina kraka stabilizatora
B	mm	Duljina stabilizatora
C	mm	Hipotenuza kraka stabilizatora
OD	mm	Vanjski promjer stabilizatora
ID	mm	Unutarnji promjer stabilizatora
K_{ARB}	N/mm	Krutost stabilizatora
$ARB MR$	mm/mm	Prijenosni omjer stabilizatora
T	Nmm	Okretni moment stabilizatora
W_t	mm ³	Moment otpora presjeka stabilizatora
C	N/mm/s	Prigušenje sustava
ζ		Omjer prigušenja
Z_0	mm	Amplituda sustava bez prigušenja
Z	mm	Amplituda sustava s prigušenjem

SAŽETAK

U ovom projektnom zadatku naglasak će biti na određivanju opružno-prigušnih karakteristika ovjesa vozila. Točnije, opružno-prigušne karakteristike vozila razmatrati će se za električno vozilo s pogonom na sva četiri kotača. Stoga će se na samom početku opisati i prikazati koncept vozila. Nadalje, u osnovnim crtama opisati će se funkcija i izvedbe opruga, amortizera i stabilizatora te mogući smještaj navedenih komponenti kod ovjesa s dvostrukim poprečnim ramenima. Detaljno će se razraditi i opisati proračun karakteristika svih navedenih komponenti, te dimenzioniranje istih. Također, dati će se primjer iz literature o utjecaju opružno-prigušnih karakteristika u karakterističnim situacijama u kojima se vozilo može naći, a naposljetku dobivene karakteristike provjerit će se kroz računalne simulacije dinamike vozila.

Ključne riječi: ovjes vozila, opruga, poprečni stabilizator, amortizer, proračun, dimenzioniranje, simulacije.

SUMMARY

In this Master thesis will be shown the procedure of calculating the spring and damping characteristics of vehicle suspension. More precisely, spring and damping components of four wheel drive electric vehicle will be considered. Therefore, the concept of the vehicle will be described and presented in the beginning. Further, in the basic lines, the function of springs, dampers and stabilizers will be described and shown in possible position regarding double wishbone suspension. Calculation of components characteristics will be shown in details as well as dimensioning of the components. An example from the literature will be given, regarding the influence of the spring and damping characteristics in the situations in which the vehicle can be found. In the end, the obtained characteristics are checked through computer simulations of vehicle dynamics.

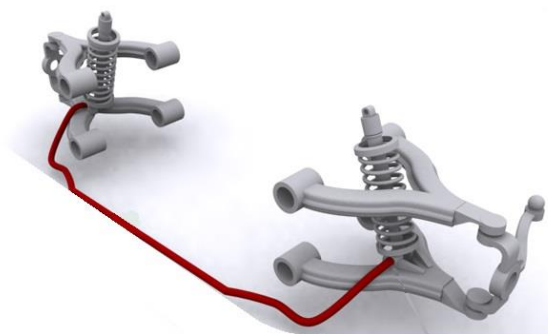
Keywords: suspension of the vehicle, spring, damper, stabilizer, calculation, dimensioning, simulations.

1. UVOD

Ovjes je jedan od najvažnijih podsustava vozila. To je podsustav koji odvaja vozača i prostor u kojem se nalazi, od ceste i svih neravnina na koje vozilo nailazi. Govori li se o sportskim automobilima, vrlo lako se može postaviti pitanje dali je ovjes zaista potreban. Može li se udobnost vožnje postići ravnom podlogom na stazi te tako izbjeći komponente ovjesa, zakretanje automobila oko osi uslijed rada ovjesa i slično. Odgovor je ne! Koliko god se smatra da podloga može biti savršena, ona je uvijek toliko 'loša' da vožnju u automobilu bez ovjesa čini ne mogućom. No naravno, udobnost putnika nije jedina stavka zbog koje automobili koriste ovjes. Pogotovo ako se govori o sportskim ili natjecateljskim automobilima.

Ovjes kao podsustav vozila otvara jedan novi spektar podešavanja performansi, koje omogućuju da se specifikacije vozila poput mase, raspodjele mase po kotačima, inercije, položaja težišta i ostalih prilagode cijelom sustavu te ostvari maksimalno moguće prijanjanje vozila, sigurnost vozača i putnika, kao i udobnost u konačnici.

U ovom radu prikazati će se detaljni proračun opružno-prigušnih komponenti ovjesa na električnom automobilu visokih performansi. Koncept zamišljenog vozila ima električni pogon na sva četiri kotača, te koristi napajanje iz vlastitog baterijskog paketa. Sustav ovjesa je ovjes s dvostrukim poprečnim ramenima gdje se koriste opruga kao opružni element, amortizer kao prigušni element te torzijski poprečni stabilizator koji umanjuje zakretanje vozila oko uzdužne osi prilikom djelovanja sila u zavoju.



Slika 1. Ovjes s dvostrukim poprečnim ramenima i opružno-prigušnim komponentama [8]

Električni automobili sve su češća pojava u današnje vrijeme. Odlikuju se visokim performansama, no da bi se te performanse mogle postići, potreban je veliki baterijski paket, odnosno baterija odgovarajućeg kapaciteta. Samim time, takav koncept automobila u današnje vrijeme predstavlja nešto veću masu u odnosu na konvencionalno vozilo iste kategorije. Iz tog razloga, koncipiranje ovjesa mora biti prilagođeno karakteristikama električnog vozila kako bi se sav potencijal takvog pogona mogao kvalitetno prenijeti na podlogu.

2. PRIKAZ MOGUĆEG SMJEŠTAJA KOMPONENTI OVJESA S DVOSTRUKIM POPREČNIM RAMENIMA

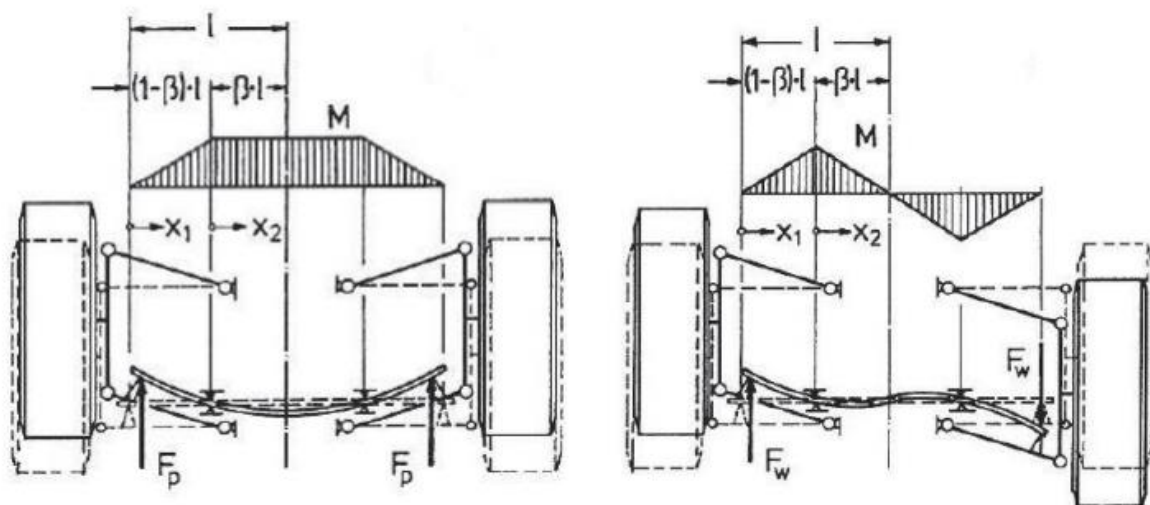
U sklopu ovog poglavlja, gdje će se navesti mogući smještaj komponenti ovjesa s dvostrukim poprečnim ramenima, detaljnije će se prikazati i objasniti svaka od opružno-prigušnih komponenti ovjesa. Tako će se zasebno proučiti opruge, amortizeri te u konačnici torzijski poprečni stabilizatori.

2.1. Opruge

Opruga je element ovjesa koji se koristi za upijanje i otpuštanje energije koja djeluje na kotač, upijanje udaraca prilikom prelaska preko neravnina te održavanje sile u kontaktu između gume i podloge. Izrađuju se od elastičnih materijala koji se deformiraju pod utjecajem sile, a nakon rasterećenja se vraćaju u svoj prvobitni položaj. Karakteristike opruge ovise o materijalu iz kojeg su izrađene tj. o modulu elastičnosti i modulu klizanja tog materijala. Također karakteristike ovise i o obliku te načinu izrade opruge. Kada se govori o oprugama koje se koriste na ovjesu automobila, uglavnom se nailazi na dvije vrste opruga, a to su lisnate i spiralne opruge. Također, jedna od bitnih zadaća opruge je da nosi masu vozila. Drugim riječima, kada je vozilo u stanju mirovanja, sva težina je oslonjena na opruge.

a) Lisnate opruge

Na lisnate opruge se često nailazi na teretnim ili terenskim vozilima. Izrađene su od čelika te je njihov smještaj uzdužan u odnosu na vozilo. No, kada se govori o ovjesu sportskog automobila s dvostrukim poprečnim ramenima, na primjenu lisnate opruge se ne nailazi baš često. No vrijedno ju je spomenuti. Lisnate opruge na sportskim automobilima uglavnom su izrađene od raznih kompozitnih materijala, od kojih najbolje performanse daje opruga izrađena od karbonskih vlakana. Prednost ovakve izvedbe opružnog elementa ovjesa leži u činjenici da je potrebna samo jedna opruga na prednjem kraju, te jedna opruga na stražnjem kraju vozila. Kada se npr. oba prednja kotača opterete jednolikom silom, lisnata opruga ima konstantnu krutost te se ponaša kao opružni element. No, ukoliko se optereti samo jedan kotač, lisnata opruga mijenja svoju krutost te osim opružnog elementa, poprima svojstva poprečnog stabilizatora. To otvara mogućnost koncepta ovjesa bez dodatnog poprečnog stabilizatora, što umanjuje masu cijele konstrukcije. Kako bi se navedena svojstva mogla ostvariti, potrebno je da lisnata opruga ne bude postavljena uzdužno, već poprečno, spajajući tako oba kotača prednjeg ili stražnjeg ovjesa.



Slika 2. Karakteristike lisnate opruge [9]

Na lijevom prikazu na slici 2. prikazan je konstantni moment savijanja između dva oslonca, ukoliko na kotače djeluje sila jednakog iznosa tijekom vertikalnog gibanja ovješene mase. Tada ne postoji efekt poprečne stabilizacije. Desni prikaz prikazuje karakteristiku lisnate opruge prilikom valjanja ovješene mase kada opruga stvara efekt poprečnog stabilizatora. Deformacija opruge poprima oblik slova S, a moment više nije konstantan već ima oblik prikazan na slici.



Slika 3. Pozicija lisnate opruge na bolidu Formule student

Na slici 3. prikazan je smještaj kompozitne opruge (žuta poprečna komponenta) na bolidu Formule student. Ovakav tip primjene omogućuje jednostavnu konstrukciju, no mana je što se podešavanjem krutosti opruge mijenja i svojstvo poprečne stabilizacije, što znači da nije moguće zasebno podešavati opružna i stabilizacijska svojstva navedenog ovjesa.

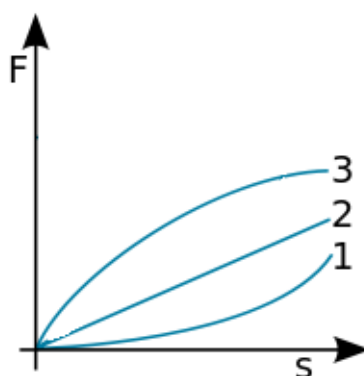


Slika 4. Lisnata opruga na Chevrolet Corvette

Iako je primjena lisnate opruge na cestovnim automobilima rijetkost, ipak se može pronaći. Na slici 4. prikazan je smještaj lisnate opruge na ovjesu automobila Chevrolet Corvette. Kao i na bolidu Formule student, i u ovoj izvedbi se vidi da je lisnata opruga smještena nisko, u blizini donjeg ramena povezujući tako oba kotača. Podešavanjem prihvatnih mjesta lisnate opruge na šasiju bolida/karoseriju automobila, moguće je podešavanje svojstava opruge.

b) Spiralne opruge

Za razliku od lisnatih, spiralne opruge se izrađuju najčešće od opružnog čelika (npr. 50CrV4). Čelična šipka zamotana je u spiralu što opruzi daje torzijska svojstva. Kada se spirala optereti, upija energiju i sabija se, dok se na prestanak djelovanja sile vraća u početni položaj. Ovisno o načinu namatanja žice u spiralu, opruga može biti progresivna (povećanjem sile postaje kruća) čija je karakteristika prikazana u dijagramu sila-produljenje na slici 5. krivuljom broj 1, degresivna (povećanjem sile postaje mekša) prikazana linijom broj 3 ili linearna (konstantne krutosti) prikazana linijom broj 2.



Slika 5. Dijagramski prikaz karakteristika opruga [10]

Također, spiralna opruga može biti vlačna ili tlačna. Na ovjesu većine današnjih automobila pronalaze se linearne tlačne spiralne opruge. Krutost spiralne opruge definirana je materijalom od kojeg je napravljena, promjerom žice spirale, promjerom zavojnice te brojem namotaja s opružnim djelovanjem. Iz tog razloga, ugradnjom spiralne opruge na automobil, nema daljnje mogućnosti podešavanja njene krutosti, već se to postiže zamjenom opruge.



Slika 6. Spiralne opruge

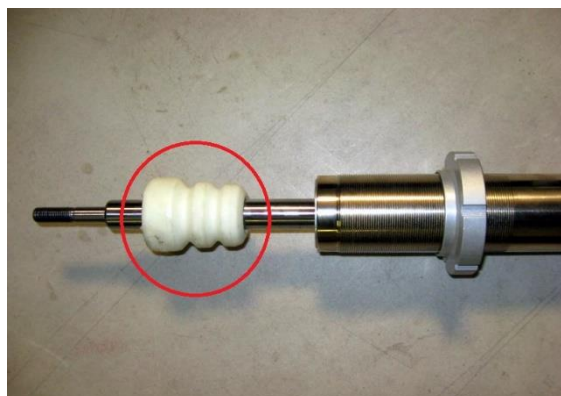
Na slici 6. prikazane su spiralne opruge koje se koriste na ovjesu automobila. Na ovjesu s dvostrukim poprečnim ramenima ne nailazi se na oprugu koja je ugrađena kao samostalna, već je uvijek ugrađena na prigušni element, kao što je prikazano na slici 7. Stoga će se mogući smještaj opruga na ovjes s dvostrukim poprečnim ramenima prikazati u idućem odlomku vezanom za prigušne elemente.



Slika 7. Opruga i prigušni element

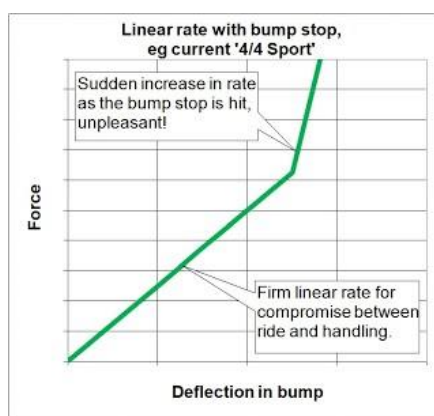
c) Gumeni odbojnici

Gumeni odbojnici tzv. 'Bump stop' su dodatne komponente ovjesa koje se uglavnom ugrađuju na stupove amortizera kao dodatni opružni element. Njihova glavna namjena očituje se u sprječavanju dolaska komponenti ovjesa u najstlačeniji položaj te daljnji prijenos sile s podloge direktno na šasiju vozila.



Slika 8. Izgled i ugradnja gumenog odbojnika (prikazan u crvenom krugu)

Osim što je uloga odbojnika sprječavanje dolaska komponenti ovjesa u najstlačeniji položaj, također se koriste za povećanje krutosti cijelog sustava ovjesa nakon određenog hoda kotača. Naime, ukoliko se želi postići udobnija i mekša vožnja, odlučuje se za opruge niske krutosti. Samim time, vozilo će se izraženije zakretati oko uzdužne i poprečne osi, a shodno tome i hod kotača će biti veći. Prilikom mirne te srednje dinamične vožnje, koristi se hod kotača na koji djeluje samo krutost opruge, dok pri agresivnijoj vožnji u određenom položaju hoda kotača u dodir dolazi i gumeni odbojnik te tako povećava krutost sustava. Vožnja postaje neudobnija, no potrebno je puno više sile na kotaču za ostvarivanje daljnjeg povećanja hoda kotača.



Slika 9. Krutost ovjesa u kombinaciji spiralne opruge i gumenog odbojnika [11]

Na slici 9. može se vidjeti da je tijekom krutosti opruge pod utjecajem spiralne opruge linearan te ima blaži nagib u odnosu na točku početka djelovanja gumenog odbojnika, kada krutost ovjesa postaje znatno veća.

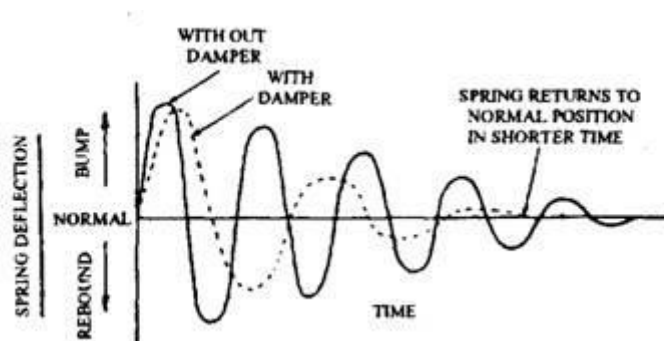
2.2. Amortizeri

Amortizer je najčešće hidraulički mehanizam kojem je glavna zadaća prigušenje vibracija. Temeljno načelo rada amortizera je pretvaranje kinetičke energije udara ili vibracije u neki drugi oblik (najčešće toplinu), te disipaciju iste.



Slika 10. Amortizer

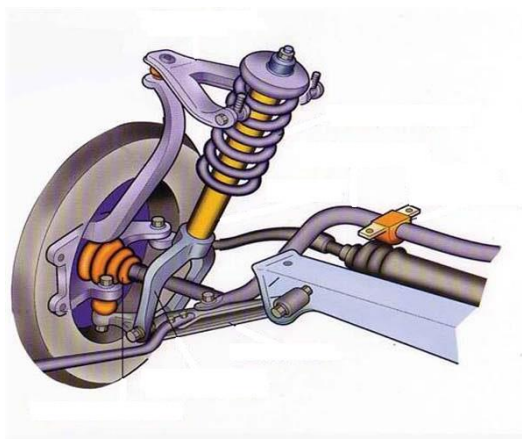
Bez amortizera ne bi bilo prigušenja, što znači da bi oscilacije sklopa kotača prilikom vožnje bile prevelike te ne ustaljene. Takvo ponašanje narušava stabilnost vožnje, te također daje vozaču loš osjećaj na volanu. Prilikom brže vožnje, sklop kotača zbog neravnina na podlozi vrlo lako može doći u rezonantno područje te se javljaju značajne vibracije koje uzrokuju povećano trošenje pričvrstnih komponenti ovjesa. Također, prilikom naglih promjena smjerova, vozilo se 'odbija' od podloge te se narušava stabilnost i upravljivost.



Slika 11. Prigušenje ovjesa [12]

Na slici 11. prikazan je utjecaj amortizera na frekvenciju hoda opruge. Punom linijom prikazan je slučaj bez korištenja amortizera. Uočavaju se visoki iznosi hoda opruge koji u određenom vremenu traju dugo i česti su. S druge strane, isprekidanom linijom prikazan je

slučaj sa korištenjem amortizera. Ovdje dolazi do prigušenja hoda opruge, pa tako iznos hoda postaje manji uz mnogo rjeđa ponavljanja. Drugim riječima, opruga se vraća u svoje normalno stanje u puno kraćem vremenskom periodu.



Slika 12. Primjer smještaja amortizera [13]

Na slici 12. prikazan je jedan od mogućih smještaja amortizera na vozilu s dvostrukim poprečnim ramenima. Kao što je već spomenuto, gotovo uvijek se amortizer ugrađuje u sklopu s oprugom. U ovoj izvedbi amortizer je s gornje strane vezan za šasiju vozila, dok s donje strane ima vilicu koja je povezana na donje rame. Vilica se koristi kako bi položaj amortizera prolazio kroz središte kotača bez da smeta prolasku vratila koje pogoni kotač.



Slika 13. Mogućnost smještaja amortizera

Konstruktivskim rješenjem prikazanim na slici 13. prikazan je idući mogući smještaj amortizera na vozilu s dvostrukim poprečnim ramenima. Radi se o push-rod sustavu kod kojeg su amortizeri smješteni uglavnom horizontalno i u većini slučajeva unutar šasije vozila. Prikazano konstruktivsko rješenje koristi se uglavnom na natjecateljskim vozilima, a pogotovo na vozilima s otvorenim kotačima zbog utjecaja aerodinamike na komponente ovjesa. Gornji dio amortizera vezan je na šasiju vozila dok je donji dio amortizera vezan na klackalicu koja rotira. Klackalica je s druge strane vezana na polugu koja se veže na donje rame te prenosi gibanje kotača na amortizer.

2.3. Stabilizator

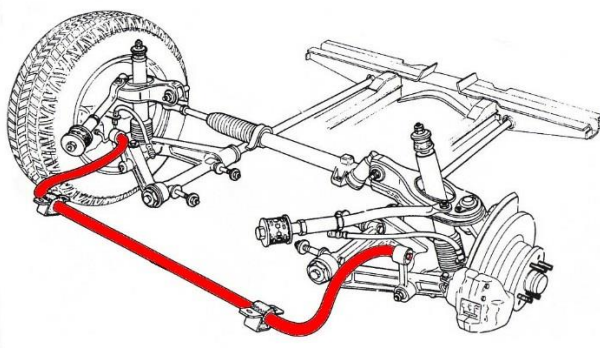
Sustav stabilizacije na vozilu koristi se za povećanje stabilnosti prilikom prolaska kroz zavoje tako što smanjuje zakretanje vozila oko poprečne osi. Sastoji se najčešće od okrugle šipke koja se postavlja poprečno na prednji, stražnji ili oba kraja vozila te pomoću spojnice povezuje na nezavisnu četvrtinu ovjesa vozila. Samim time nezavisni ovjes više nije u potpunosti nezavisan, već hodom jedne četvrtine ovjesa, pomiče se i druga četvrtina. Različitim krutostima stabilizatora na prednjem ili stražnjem kraju, podešava se krutost automobila prilikom zakretanja oko uzdužne osi te prijenos opterećenja s jednog kotača na drugi.



Slika 14. Poprečni stabilizator

Iako poprečni stabilizator ima određenu krutost, on ne utječe na krutost ovjesa prilikom gibanja oba kotača u istom smjeru. Razlog tome je gibljivi prihvat stabilizatora na šasiju, te se hodom oba kotača u istom smjeru, stabilizator ne uvija pa ne pruža nikakav otpor.

S druge strane, ukoliko jedan kotač naleti na neravninu ili se vozilo zakrene oko poprečne osi uslijed djelovanja sila u zavoju, tada se jedan kotač giba u suprotnom smjeru u odnosu na drugi kotač. Poprečni stabilizator se tada uvija te svojom krutosti djeluje na gibanje drugog kotača s kojim je povezan.



Slika 15. Mogući smještaj poprečnog stabilizatora [14]

Skicom konstrukcije na slici 15. prikazan je mogući smještaj poprečnog stabilizatora (prikazan crvenom bojom) na ovjesu sa dvostrukim poprečnim ramenima. Ovisno o ostatku konstrukcije, poprečni stabilizator može se smjestiti ispred ili iza osi vratila kotača. Prihvati stabilizatora su najčešće smješteni na šasiju vozila, dok je sam stabilizator povezan sa donjim ramenom pomoću spone. Na većini cestovnih i sportski orijentiranih vozila nailazi se na jedinstvenu krutost stabilizatora, dok kod nekih sportskih, a ponajprije natjecateljskih vozila konstrukcijski je omogućena podešivost krutosti.



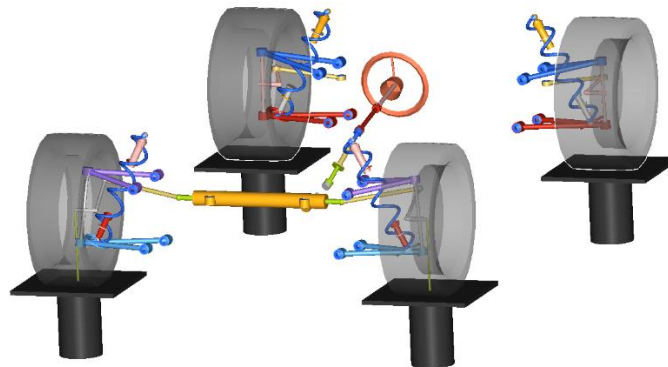
Slika 16. Podešavanje krutosti stabilizatora

Jedno od mogućih rješenja podešavanja krutosti poprečnog stabilizatora prikazano je na slici 16. Pomicanjem prihvata spone u različite provrte na krak stabilizatora, smanjuje se ili povećava krak djelovanja sile na uvijanje te samim time povećava ili smanjuje krutost poprečnog stabilizatora. Poprečni stabilizator je komponenta ovjesa koja nije obavezna tj. opruga i amortizer su dovoljni za ovješene i stabilnost vozila. Daljnjim proračunima uzdužnog i bočnog transfera mase dolazimo do krutosti cijelog sustava kao i točnog podatka o zakretanju vozila oko uzdužne osi.

Tada započinje podešavanje cijelog ovjesa kao sustava. Ukoliko proračunski odabrane opruge zadovoljavaju postavljene ciljeve u vidu vlastite frekvencije, no vozilo se prekomjerno zakreće, tada se koristi poprečni stabilizator za anuliranje prekomjernog zakretanja. Također, česta je primjena poprečnog stabilizatora samo na jednom kraju vozila, kako bi se uskladila krutost zakretanja oko uzdužne osi između prednjeg i stražnjeg kraja vozila.

2.4. Smještaj komponenti ovjesa na projektnom vozilu

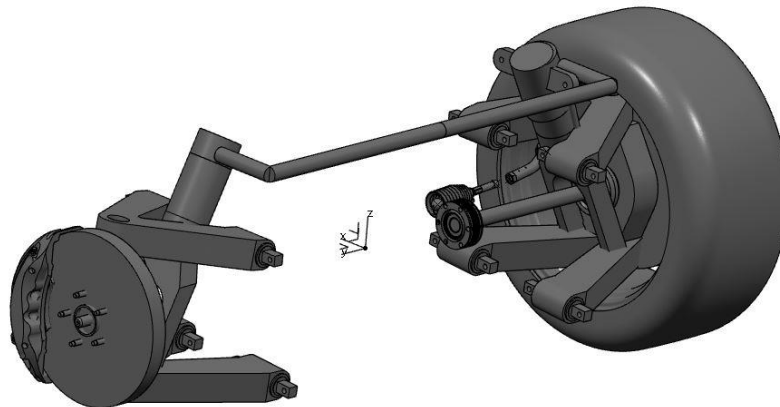
Na samom početku ovog projektnog zadatka opisan je koncept vozila za koji se vrši proračun opružno prigušnih karakteristika. Podsjetimo, radi se električnom vozilu sa 4 motora, što znači pogon na sva 4 kotača.



Slika 17. Konceptualni prikaz ovjesa u programskom paketu Altair, Motionview

Programski paket Altair Motionview koristi se za modeliranje i vizualizaciju multibody sustava. Omogućuje izgradnju, analizu te unaprjeđenje u ovom slučaju sustava ovjesa promatranog vozila, prije same pojave fizičkog testnog modela. Prilikom simulacije dinamike ovjesa u različitim uvjetima, Motionview uzima u obzir krutost te podatljivost svih elemenata pa time daje poprilično točne rezultate u pogledu ponašanja cijelog sustava na zadanoj ispitnoj proceduri.

Slika 17. prikazuje konceptualni smještaj elemenata ovjesa promatranog vozila. Ne radi se o prikazu CAD modela već o vizualizaciji koncepta prilikom simulacija. S obzirom da se radi o vozilu s pogonom na sva 4 kotača te rasporedom mase od otprilike 50% na prednjoj i 50% na stražnjoj osovini koristi se isti koncept ovjesa na oba kraja vozila. Tako se primjenjuje sustav s dvostrukim poprečnim ramenima i amortizerom sa spiralnom oprugom koji se hvata na donje rame. Poprečni stabilizator ovdje nije prikazan jer nije nužno potreban, no njegova uloga i prisutnost obradit će se u daljnjem tijeku projektnog zadatka.



Slika 18. CAD model ovjesa

Za 3D modeliranje komponenti ovjesa koristi se programski paket 3DEXperience. Na slici 18. prikazana je preliminarna konstrukcija ovjesa vozila. Na početku svakog projekta potrebno je izraditi generičke modele svih komponenti koje su osnovnih oblika, te uvelike predimenzionirane kako bi se osigurao dovoljan slobodan prostor prilikom konstruiranja ostatka vozila i samim time izbjegavanje kolizije međusobnih dijelova.

Može se vidjeti kako je korištena izvedba amortizera sa vilicom zbog optimalnog položaja u prostoru, a s druge strane ne smetanim prolaskom pogonskog vratila prema glavčini kotača. Opruge ovdje nisu prikazane jer njihov izgled u ovoj fazi nije definiran, no njihov položaj biti će na samom amortizeru kao što je prikazano u ranijim primjerima. Na slici se jasno vidi položaj poprečnog stabilizatora koji se nalazi ispred prednje osovine (X os koordinatnog sustava vozila gleda suprotno smjeru vožnje). Izgled samog stabilizatora, krakova te spojnice nije definiran no geometrijski položaj hvatanja na amortizer ili vilicu će biti zadržan.

3. ODREĐIVANJE KARAKTERISTIKA VOZILA

Prije nego li se krene sa proračunom i određivanjem karakteristika opružno prigušnih elemenata ovjesa, važno je odrediti bitne karakteristike samog vozila. Tako će se u ovom poglavlju prikazati određivanje međuosovinskog razmaka, traga prednjih i stražnjih kotača, mase vozila u svakoj četvrtini ovjesa, koordinate težišta, preraspodjele opterećenja, te u konačnici momenata inercije cijelog vozila koji su bitni za validaciju i simulaciju u programskim paketima za analizu dinamike.

U slijedećim poglavljima ovog projektnog zadatka određivati će se karakteristike opružnih i prigušnih komponenti na temelju željenog zakretanja vozila oko uzdužne i poprečne osi, te preraspodjele opterećenja uslijed različitih ciklusa vožnje. Iz tog razloga, od iznimne je važnosti točno odrediti i definirati ranije navedene karakteristike vozila.

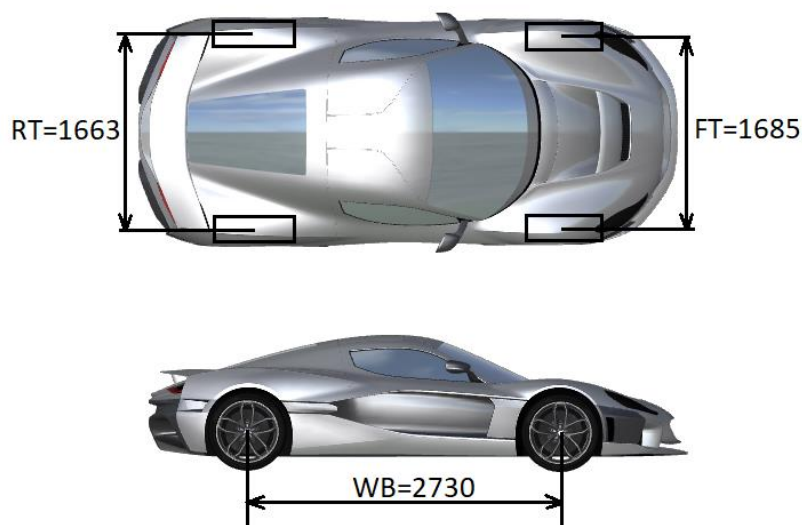
Tri su veličine koje se postavljaju prilikom samog početka konstrukcije ovjesa, najčešće na temelju literature ili iskustva u izradi takve vrste vozila. Načela određivanja ovih veličina nisu u opsegu teme ovog rada, te će stoga biti samo navedene brojčane vrijednosti i prikazane na generičkom prikazu vozila na slici 19. Oznake u nastavku preuzete su iz [1], a ne prema uobičajenoj literaturi na hrvatskom jeziku.

Te veličine su:

WB – međuosovinski razmak [mm],

FT – trag prednjih kotača [mm],

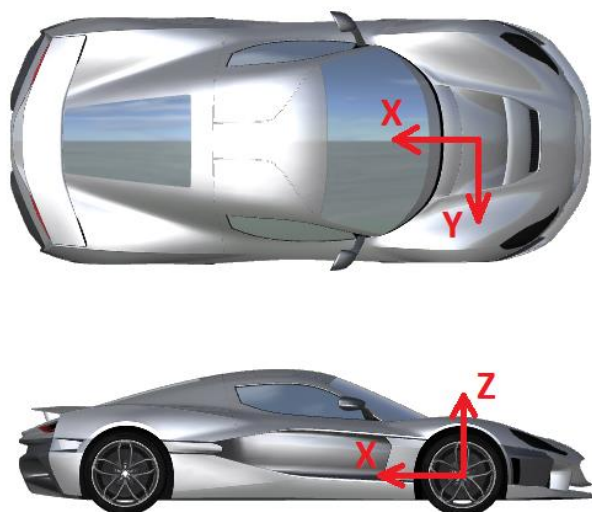
RT – trag stražnjih kotača [mm].



Slika 19. Prikaz međuosovinskog razmaka i traga kotača

3.1. Određivanje koordinata težišta vozila

Kako bi se ispravno odredile koordinate težišta vozila, prvo je potrebno postaviti glavni koordinatni sustav vozila kao cjeline. U ovom slučaju, ishodište koordinatnog sustava smješta se u sjecište osi prednje osovine i uzdužne ravnine simetrije vozila. Sukladno tome, orijentacija X osi usmjerava se prema stražnjem kraju vozila, suprotno smjeru gibanja, pozitivni smjer Y osi ide u smjeru desnog kotača, dok pozitivni smjer Z osi gleda prema vrhu vozila. Smještaj koordinatnog sustava vozila prikazan je na vozilu na slici 20. Takav koordinatni sustav nije u skladu sa standardnim, već je prilagođen potrebama projektnog vozila. Bitno je napomenuti kako se ovaj način određivanja težišta vozila uglavnom koristi u konceptualnoj i razvojnoj fazi dok još ne postoje pojedini sustavi ili komponente vozila koje se mogu staviti na vage.

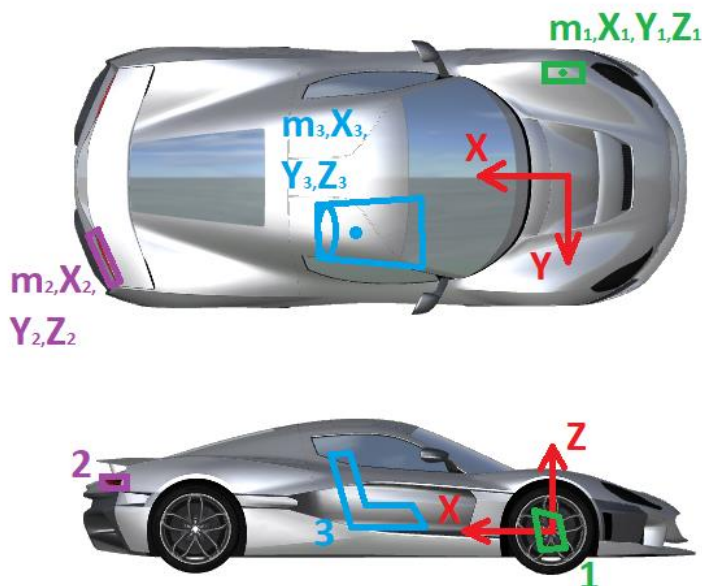


Slika 20 . Smještaj koordinatnog sustava vozila

Nakon postavljanja glavnog koordinatnog sustava vozila, potrebno je tablično popisati svaku komponentu koja se nalazi na vozilu, te njene koordinate. Zbog pojednostavljenja, svaka zasebna komponenta se smatra kao homogeno tijelo sa svom masom u jednoj točki, kojoj se tada bilježi položaj u odnosu na glavni koordinatni sustav vozila. U tablici 1. prikazat će se tri različite komponente vozila s pripadajućim koordinatama pojedinih težišta u odnosu na glavni koordinatni sustav vozila kao i mase tih komponenti.

Tablica 1. Mase i koordinate težišta odabranih komponenti vozila

	X koordinata težišta [mm]	Y koordinata težišta [mm]	Z koordinata težišta [mm]	Masa [kg]
Prednji lijevi nosač kotača (1)	0	-790	0	7,5
Stražnje desno svijetlo (2)	3265	740	448	2,5
Suvozačko sjedalo (3)	571	651	11	18

**Slika 21. Prikaz položaja komponenti navedenih u tablici 1.**

Nakon što se u tablici 1., te na slici 21. prikazalo tri nasumično odabrane komponente vozila, te podaci o položaju pojedinih težišta i masa, prikazat će se računsko određivanje težišta te tri komponente.

Sukladno tome X koordinata težišta računa se prema izrazu:

$$X_T = \frac{\sum_{i=1}^n X_i \cdot m_i}{m_{uk}} \quad (1)$$

Pri čemu je ukupna masa:

$$m_{uk} = m_1 + m_2 + m_3 = 7,5 + 2,5 + 18 = 28 \text{ kg} \quad (2)$$

Potom se u izraz (1) uvrste podaci pripadajuće komponente kao i ukupna masa:

$$X_{T^*} = \frac{0 \cdot 7,5 + 3265 \cdot 2,5 + 571 \cdot 18}{28}$$

$$X_{T^*} = 659 \text{ mm.}$$

Na isti način računa se i Y koordinata težišta:

$$Y_T = \frac{\sum_{i=1}^n Y_i \cdot m_i}{m_{uk}} \quad (3)$$

$$Y_{T^*} = \frac{-790 \cdot 7,5 + 740 \cdot 2,5 + 651 \cdot 18}{28}$$

$$Y_{T^*} = 273 \text{ mm.}$$

U konačnici, na isti način računa se i Z koordinata težišta:

$$Z_T = \frac{\sum_{i=1}^n Z_i \cdot m_i}{m_{uk}} \quad (4)$$

$$Z_{T^*} = \frac{0 \cdot 7,5 + 448 \cdot 2,5 + 11 \cdot 18}{28}$$

$$Z_{T^*} = 47 \text{ mm.}$$

Nakon računskog određivanja koordinati težišta, kada bi se vozilo sastojalo od prethodno nasumično odabrane tri komponente, položaj težišta u glavnom koordinatnom sustavu bi bio slijedeći:

$$X_{T^*} = 659 \text{ mm,}$$

$$Y_{T^*} = 273 \text{ mm,}$$

$$Z_{T^*} = 47 \text{ mm.}$$

S obzirom da se stvarno vozilo ne sastoji od samo tri komponente, već od 360 definiranih u ovoj fazi razvoja, neće se prikazivati izračun koordinata težišta sa svim komponentama, već je u nastavku prikazan konačni položaj težišta vozila u odnosu na glavni koordinatni sustav, kao i ukupna masa projektnog vozila.

Koordinate težišta cjelokupnog vozila:

$$X_T = 1345 \text{ mm,}$$

$$Y_T = -7,5 \text{ mm,}$$

$$Z_T = 44 \text{ mm.}$$

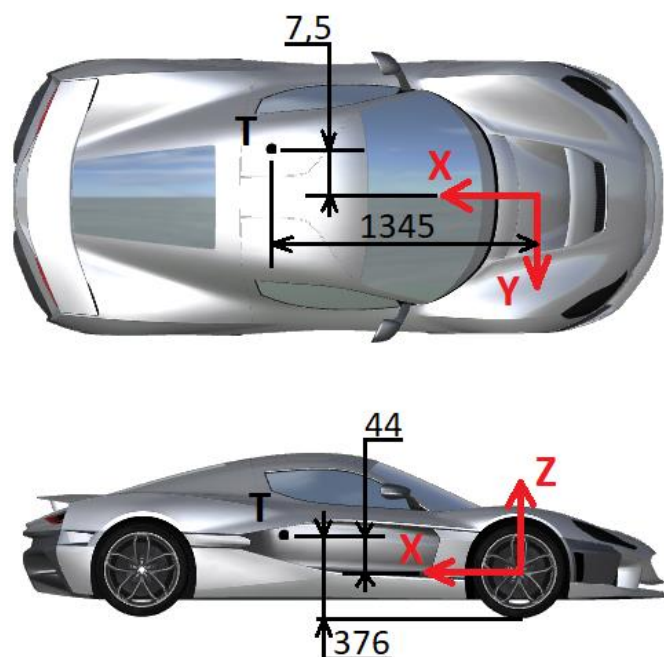
Ukupna masa vozila nakon zbroja masa svih komponenti:

$$m_{uk} = 2167 \text{ kg}$$

U daljnjem proračunu X i Y koordinata težišta će se uzimati iz prethodno navedenog skupa izraza, dok Z koordinata ne predstavlja stvarnu visinu težišta. Zbog postavljanja glavnog koordinatnog sustava u središte prednjeg kotača, prethodno dobivenoj Z koordinati treba pribrojati dinamički radijus prednjeg kotača. Dinamički radijus kotača definira radijus prilikom okretanja uslijed vožnje, a taj podatak je važan za dinamičke karakteristike vozila. Tada se dobiva udaljenost težišta vozila od tla (*CoG*), što je po definiciji stvarna visina težišta. U suradnji sa dobavljačem pneumatika i proračunom deformacije pneumatika za vrijeme opterećenja, utvrđeno je da dinamički radijus kotača iznosi 332 mm. Prema tome, stvarna visina težišta iznosi:

$$CoG = Z_T + 332 = 44 + 332 = 376 \text{ mm} \quad (5)$$

Položaj težišta u odnosu na glavni koordinatni sustav vozila prikazan je na slici 22.



Slika 22. Položaj težišta vozila

Sukladno određivanju koordinata težišta cijelog vozila, za daljnje proračune potrebno je odrediti i koordinate težišta ovješene i ne ovješene mase. Ovješenoj masi smatra se svaka komponenta koja je ovješena na amortizer i oprugu. Prva komponenta koja je ujedno i spoj sa amortizerom je nosiva konstrukcija vozila. Ona se za vrijeme vožnje giba neovisno o kotačima

i preko amortizera i opruga ublažuje neravnine na koje kotač nailazi. Samim time sve ostale komponente koje su vezane na nosivu konstrukciju vozila te se gibaju zajedno s nosivom konstrukcijom, smatraju se ovješanim masama. Uz nosivu konstrukciju, za primjer ovještene mase mogu se nabrojati pogon vozila, cjelokupni interijer kao i vozač i putnici, stakla, karoserijski dijelovi itd.

Suprotno tome, sve komponente koje su vezane za sklop kotača i ne sudjeluju u gibanju 'iznad amortizera' zajedno s nosivom konstrukcijom, smatraju se neovješanim masama. Za primjer neovještene mase mogu se navesti pneumatici, naplatci, nosači kotača, kočni diskovi i čeljusti, poprečna ramena itd.

Zbog konstrukcije ovjesa i dinamičkog ponašanja vozila, potrebno je težiti što manjoj neovještеноj masi, te sve komponente koje to dozvoljavaju premjestiti na ovještene dio vozila.

Prilikom popisivanja komponenti i njenih masa te udaljenosti pripadajućih težišta od glavnog koordinatnog sustava, istovremeno je potrebno naznačiti koja komponenta pripada ovješanim, a koja neovješanim masama vozila. Tada se identičnim postupkom pomoću izraza 1.-4. određuju ukupna masa posebno ovješanih komponenti i koordinata težišta ovješanih masa, te posebno neovješanih masa kao i njihovih koordinata težišta u cjelini.

S obzirom da je postupak identičan kao u određivanju ukupne mase i koordinata težišta cijelog vozila, postupak se neće ponavljati već će se samo navesti dobiveni rezultati.

Tako su dobiveni slijedeći podaci ovještene mase projektnog vozila:

$$X_{SM} = 1357 \text{ mm},$$

$$Y_{SM} = -8,8 \text{ mm},$$

$$CoG_{SM} = 387 \text{ mm},$$

$$m_{SM} = 1870 \text{ kg}.$$

Pri čemu je:

X_{SM} – X koordinata težišta ovještene mase u glavnom koordinatnom sustavu vozila [mm],

Y_{SM} – Y koordinata težišta ovještene mase u glavnom koordinatnom sustavu vozila [mm],

CoG_{SM} – visina težišta ovještene mase u glavnom koordinatnom sustavu vozila [mm],

m_{SM} – masa ovješanih komponenti [kg].

Na istom principu određuje se ukupna masa i položaj težišta neovješene mase u glavnom koordinatnom sustavu vozila, a dobiveni podaci su slijedeći:

$$X_{NSM} = 1270 \text{ mm},$$

$$Y_{NSM} = 0 \text{ mm},$$

$$CoG_{NSM} = 306 \text{ mm},$$

$$m_{NSM} = 297 \text{ kg}.$$

Pri čemu je:

X_{NSM} – X koordinata težišta neovještene mase u glavnom koordinatnom sustavu vozila [mm],

Y_{NSM} – Y koordinata težišta neovještene mase u glavnom koordinatnom sustavu vozila [mm],

CoG_{NSM} – visina težišta neovještene mase u glavnom koordinatnom sustavu vozila [mm],

m_{NSM} – masa neovješene komponenti [kg].

3.2. Preraspodjela opterećenja

Osim mase cjelokupnog vozila kao i ovješene i neovješene mase te njihovih pripadajućih koordinata težišta, za daljnji proračun utjecaja opruga i poprečnog stabilizatora na karakteristike ovjesa, potrebno je izračunati i preraspodjelu opterećenja. Zbog zakretanja vozila oko uzdužne osi, potrebno je izračunati koliko mase je na lijevim, a koliko na desnim kotačima. Zbog zakretanja vozila oko poprečne osi potrebno je izračunati koliko je mase na prednjoj osovini, a koliko na stražnjoj osovini. Također, zbog detaljnijeg promatranja utjecaja opruga i poprečnog stabilizatora, izračunati će se i masa na svakom kotaču posebno.

U nastavku će se prikazati izračun navedenih podataka za cjelokupnu masu vozila, a s obzirom na identičnost postupka, navedeni podaci posebno za ovješenu i neovješenu masu biti će samo izneseni.

Koliko će u postocima od ukupne mase vozila u stacionarnom stanju biti na prednjoj osovini ($m_{FRONT-\%}$) izračunati će se prema slijedećem izrazu:

$$m_{FRONT-\%} = \left(1 - \frac{X_T}{WB}\right) \cdot 100 \quad (6)$$

$$m_{FRONT-\%} = \left(1 - \frac{1345}{2730}\right) \cdot 100 [\%]$$

$$m_{FRONT-\%} = 50,73 \text{ \%}.$$

Nakon toga može se izračunati masa na prednjoj osovini (m_{FRONT}):

$$m_{FRONT} = \frac{m_{FRONT-\%}}{100} \cdot m_{uk} \quad (7)$$

$$m_{FRONT} = \frac{50,73}{100} \cdot 2167$$

$$m_{FRONT} = 1099 \text{ kg.}$$

Postotak mase na stražnjoj osovini ($m_{REAR-\%}$) računa se na slijedeći način:

$$m_{REAR-\%} = 100 - m_{FRONT-\%} \quad (8)$$

$$m_{REAR-\%} = 100 - 50,73$$

$$m_{REAR-\%} = 49,27 \text{ \%}.$$

Tada masa na stražnjoj osovini iznosi:

$$m_{REAR} = m_{uk} - m_{FRONT} \quad (9)$$

$$m_{REAR} = 2167 - 1099$$

$$m_{REAR} = 1068 \text{ kg.}$$

Nakon definiranja preraspodjele opterećenja na prednju i stražnju osovину, na sličan način definira se preraspodjela opterećenja na lijevu i desnu stranu projektnog vozila. Postotak od ukupne mase vozila koji će u stacionarnom stanju biti na lijevim kotačima ($m_{L-\%}$) računa se:

$$m_{L-\%} = \left(1 - \frac{\frac{FT}{2} + Y_T}{FT}\right) \cdot 100 \quad (10)$$

$$m_{L-\%} = \left(1 - \frac{\frac{1685}{2} - 7,5}{1685}\right) \cdot 100$$

$$m_{L-\%} = 50,44 \text{ \%}.$$

Slijedno tome, masa na lijevim kotačima (m_L) iznosi:

$$m_L = \frac{m_{L-\%}}{100} \cdot m_{uk} \quad (11)$$

$$m_L = \frac{50,44}{100} \cdot 2167$$

$$m_L = 1093 \text{ kg.}$$

Postotak mase vozila na desnim kotačima ($m_{R-\%}$) računa se na isti način:

$$m_{R-\%} = 100 - m_{F-\%} \quad (12)$$

$$m_{R-\%} = 100 - 50,44$$

$$m_{R-\%} = 49,56 \%$$

Masa na desnim kotačima (m_R) je tada:

$$m_R = m_{uk} - m_L \quad (13)$$

$$m_R = 2167 - 1093$$

$$m_R = 1074 \text{ kg}$$

Nakon definirane preraspodjele opterećenja na prednjoj i stražnjoj osovini te lijevoj i desnoj strani vozila, izračunati će se još masa na pojedinim kotačima. Princip računanja je vrlo sličan prethodnim izrazima. Mase u pojedinim kotačima su:

$$m_{FL} = \frac{m_{L-\%}}{100} \cdot m_{FRONT} \quad (14)$$

$$m_{FL} = \frac{50,44}{100} \cdot 1099$$

$$m_{FL} = 554 \text{ kg}$$

$$m_{FR} = \frac{m_{R-\%}}{100} \cdot m_{FRONT} \quad (15)$$

$$m_{FR} = \frac{49,56}{100} \cdot 1099$$

$$m_{FR} = 544,66 \text{ kg}$$

$$m_{RL} = \frac{m_{L-\%}}{100} \cdot m_{REAR} \quad (16)$$

$$m_{RL} = \frac{50,44}{100} \cdot 1068$$

$$m_{RL} = 538,69 \text{ kg}$$

$$m_{RR} = \frac{m_{R-\%}}{100} \cdot m_{REAR} \quad (17)$$

$$m_{RR} = \frac{49,56}{100} \cdot 1068$$

$$m_{RR} = 529,65 \text{ kg}$$

gdje navedeni izrazi predstavljaju:

m_{FL} – masa u stacionarnom položaju vozila na prednjem lijevom kotaču [kg],

m_{FR} – masa u stacionarnom položaju vozila na prednjem desnom kotaču [kg],

m_{RL} – masa u stacionarnom položaju vozila na stražnjem lijevom kotaču [kg],

m_{RR} – masa u stacionarnom položaju vozila na stražnjem desnom kotaču [kg].

Kao što je i ranije spomenuto zbog ponovljivosti postupka izračuna, preraspodjela opterećenja ovješene i neovješene mase na prednju i stražnju osovinu neće biti prikazana u svim koracima, već se dobiveni podaci iznose u nastavku. Preraspodjela ovješene i neovješene mase na lijevu i desnu stranu vozila nije bitna za daljnji proračun, pa se iz tog razloga neće računati.

$$m_{FRONT,SM-\%} = 50,3 \%,$$

$$m_{REAR,SM-\%} = 49,7 \%,$$

$$m_{FRONT,SM} = 940,61 \text{ kg},$$

$$m_{REAR,SM} = 929,39 \text{ kg},$$

$$m_{FRONT,NSM-\%} = 46,5 \%,$$

$$m_{REAR,NSM-\%} = 53,5 \%,$$

$$m_{FRONT,NSM} = 138,1 \text{ kg},$$

$$m_{REAR,NSM} = 158,9 \text{ kg}.$$

Pri čemu su:

$m_{FRONT,SM-\%}$ - postotak ovješene mase na prednjoj osovini [%],

$m_{REAR,SM-\%}$ - postotak ovješene mase na stražnjoj osovini [%],

$m_{FRONT,SM}$ – masa ovješениh komponenti na prednjoj osovini [kg],

$m_{REAR,SM}$ – masa ovješениh komponenti na stražnjoj osovini [kg],

$m_{FRONT,NSM-\%}$ - postotak neovješene mase na prednjoj osovini [%],

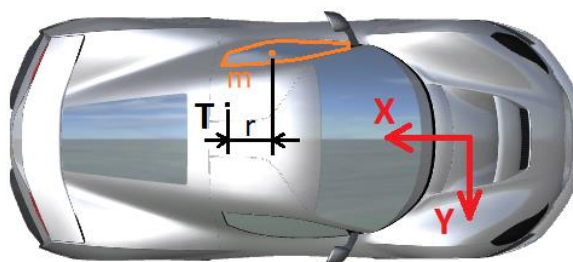
$m_{REAR,NSM-\%}$ - postotak neovješene mase na stražnjoj osovini [%],

$m_{FRONT,NSM}$ – masa neovješениh komponenti na prednjoj osovini [kg],

$m_{REAR,NSM}$ – masa neovješениh komponenti na stražnjoj osovini [kg].

3.3. Određivanje momenta inercije vozila

Moment inercije je vrlo bitna stavka prilikom računalnih simulacija dinamike vozila koje će se provesti na kraju ovog projektnog zadatka. Moment tromosti ili moment inercije je fizikalna veličina koja opisuje tromost tj. inerciju krutog tijela pri promjeni brzine ili smjera vrtnje. Što je moment inercije nekog tijela veći to ga je teže pokrenuti ili zaustaviti. Za razliku od mase, moment inercije nije ne promjenjiva veličina već ovisi o udaljenosti od osi oko koje se tijelo rotira.



Slika 23. Prikaz komponente za određivanje momenta inercije

Kako bi se moment inercije jasnije objasnio, na slici 23. je prikazana pozicija bočnog stakla na vozačevim vratima. Ta komponenta ima svoju masu, te položaj težišta. Udaljenosti 'r' prikazana je udaljenost težišta stakla od težišta vozila. Univerzalni izraz za moment inercije oko jedne osi glasi:

$$I = \sum (I_i + m_i \cdot r_i^2) \quad (18)$$

Nadalje, detaljniji izrazi za momente inercije oko svih osi vozila prikazati će se u nastavku.

Momenti inercije za osi koje prolaze kroz težište tijela nazivaju se vlastitim momentima inercije. Momenti inercije oko osi koja prolazi van težišta tijela računaju se pomoću Steinerovog dodatka. Upravo ti momenti inercije bitni su za dinamiku vozila. Detaljnije objašnjeno, svaka komponenta na vozilu ima svoju masu pa tako i moment inercije. Što je ta komponenta udaljenija od težišta vozila, to je njen moment inercije na cijelo vozilo veći. Prilikom popisivanja svih komponenti vozila odrađenog u poglavlju o određivanju težišta, korisno je istovremeno uz svaku komponentu upisati i njen vlastiti moment inercije oko sve tri osi. Ukoliko je komponenta homogena te jednostavnog geometrijskog oblika, tada se moment inercije može vrlo jednostavno izračunati, a u suprotnom je moment inercije potrebno saznati od proizvođača promatrane komponente ili iz CAD programa koji sam vrši kompleksnije proračune nepravilnih oblika i nehomogenih tijela.

Prilikom računalnih simulacija dinamike vozila, momente inercije je potrebno promatrati odvojeno. Tako se posebno moraju izračunati momenti inercije ovješene mase te ne ovješene mase.

U nastavku, u tablici 2. prikazati će se dvije komponente, jedna koja pripada ovješenoj masi te jedna koja pripada neovješenoj masi vozila, te podaci o masi, koordinatama težišta u glavnom koordinatnom sustavu vozila te vlastiti momenti inercije. Kao primjer komponente neovješene mase promatrati će se stražnji desni pneumatik, čiji su se momenti inercije dobili od dobavljača, a kao primjer ovješene mase, navesti će se bočno staklo na vozačevim vratima, čiji momenti inercije također dolaze od dobavljača.

Tablica 2. Podaci o masi, težištu i vlastitom momentu inercije

	Masa (kg)	X koordinata	Y koordinata	Z koordinata	I_{xx} (kgm^2)	I_{yy} kgm^2	I_{zz} kgm^2
Pneumatik	14,8	2745	839	10	1,067	1,765	1,067
Staklo	3	1364	-720	587	0,028	0,239	0,226

Nakon što su u tablici 2. prikazani podaci o masi, položaju težišta u glavnom koordinatnom sustavu te vlastitim momentima inercije za ranije navedene komponente, za obje će se u nastavku izračunati moment inercije oko osi koje prolaze kroz težište vozila.

Počevši sa stražnjim desnim pneumatikom koji pripada neovješenim masama vozila, za računanje momenta inercije oko osi koje prolaze težištem vozila, prvo je potrebno odrediti udaljenost težišta pneumatika od težišta vozila u svim smjerovima.

Udaljenost u smjeru X osi (X_p) računa se:

$$X_p = X_T - X \text{ koordinata} \quad (19)$$

$$X_p = 1345 - 2745$$

$$X_p = -1400 \text{ mm.}$$

Udaljenost u smjeru Y osi (Y_p) računa se:

$$Y_p = Y_T - Y \text{ koordinata} \quad (20)$$

$$Y_p = -7,5 - 839$$

$$Y_p = -846,5 \text{ mm.}$$

Udaljenost u smjesu Z osi (Z_P) računa se:

$$Z_P = Z_T - Z \text{ koordinata} \quad (21)$$

$$Z_P = 44 - 10$$

$$Z_P = 34 \text{ mm.}$$

Nakon toga, pomoću Steinerovog dodatka računa se moment inercije pneumatika oko osi koje prolaze kroz težište vozila, na slijedeći način:

$$I_{XX,P} = \frac{(Y_P^2 + Z_P^2) \cdot m_P}{1000000} + I_{XX} \quad (22)$$

$$I_{XX,P} = \frac{((-846,5)^2 + 34^2) \cdot 14,8}{1000000} + 1,067$$

$$I_{XX,P} = 11,69 \text{ kgm}^2$$

$$I_{YY,P} = \frac{(X_P^2 + Z_P^2) \cdot m_P}{1000000} + I_{YY} \quad (23)$$

$$I_{YY,P} = \frac{((-1400)^2 + 34^2) \cdot 14,8}{1000000} + 1,765$$

$$I_{YY,P} = 30,79 \text{ kgm}^2$$

$$I_{ZZ,P} = \frac{(X_P^2 + Y_P^2) \cdot m_P}{1000000} + I_{ZZ} \quad (24)$$

$$I_{ZZ,P} = \frac{((-1400)^2 + (-846,5^2)) \cdot 14,8}{1000000} + 1,067$$

$$I_{ZZ,P} = 40,68 \text{ kgm}^2.$$

Naposljetku, kao što je prikazano na primjeru komponente neovješene mase, pneumatiku, tako se postupak ponovi na svakoj komponenti koja pripada neovješanim masama, a pojedini momenti inercija oko pripadajućih osi se zbroje. Kao rezultat dobiva se ukupni moment inercije neovješene mase vozila u sve tri osi, a na ovom projektnom vozilu ti momenti iznose:

$$I_{XX,NSM} = 163,28 \text{ kgm}^2,$$

$$I_{YY,NSM} = 411,80 \text{ kgm}^2,$$

$$I_{ZZ,NSM} = 565,84 \text{ kgm}^2.$$

Istim postupkom prikazati će se izračun momenta inercije za bočno staklo na vozačevim vratima, kao primjer komponente ovješene mase. Ponovno se udaljenost težišta stakla od težišta vozila u smjeru X osi (X_S) računa na slijedeći način:

$$X_S = X_T - X \text{ koordinata} \quad (25)$$

$$X_S = 1345 - 1364$$

$$X_S = -19 \text{ mm.}$$

Udaljenost u smjeru Y osi (Y_S):

$$Y_S = Y_T - Y \text{ koordinata} \quad (26)$$

$$Y_S = -7,5 - (-720)$$

$$Y_S = 712,5 \text{ mm.}$$

Udaljenost u smjeru Z osi (Z_S):

$$Z_S = Z_T - Z \text{ koordinata} \quad (27)$$

$$Z_S = 44 - 587$$

$$Z_S = -543 \text{ mm.}$$

Sada, kada su izračunate udaljenosti koje su potrebne za Steinerov dodatak, mogu se izračunati momenti inercija stakla oko osi koje prolaze kroz težište vozila, na način:

$$I_{XX,S} = \frac{(Y_S^2 + Z_S^2) \cdot m_S}{1000000} + I_{XX} \quad (28)$$

$$I_{XX,S} = \frac{(712,5^2 + (-543)^2) \cdot 3}{1000000} + 0,028$$

$$I_{XX,S} = 2,43 \text{ kgm}^2$$

$$I_{YY,S} = \frac{(X_S^2 + Z_S^2) \cdot m_S}{1000000} + I_{YY} \quad (29)$$

$$I_{YY,S} = \frac{((-19)^2 + (-543)^2) \cdot 3}{1000000} + 0,239$$

$$I_{YY,S} = 1,12 \text{ kgm}^2$$

$$I_{ZZ,S} = \frac{(X_S^2 + Y_S^2) \cdot m_S}{1000000} + I_{ZZ} \quad (30)$$

$$I_{ZZ,S} = \frac{((-19)^2 + 712,5^2) \cdot 3}{1000000} + 0,226$$

$$I_{ZZ,S} = 1,75 \text{ kgm}^2.$$

Na kraju postupka određivanja momenta inercije, zbrajaju se svi momenti inercije ovješениh masa oko pripadajućih osi, te se u nastavku navode rezultati:

$$I_{XX,SM} = 311,05 \text{ kgm}^2,$$

$$I_{YY,SM} = 2377,80 \text{ kgm}^2,$$

$$I_{ZZ,SM} = 2516,65 \text{ kgm}^2.$$

3.4. Prikaz svih definiranih karakteristika vozila

Nakon svih provedenih izračuna i definiranja karakteristika vozila potrebnih za daljnji proračun opružno prigušnih komponenti ovjesa, tablično se navode svi dobiveni rezultati.

Tablica 3. Prikaz definiranih karakteristika vozila

Oznaka	Definicija	Iznos
WB	Međuosovinski razmak	2730 mm
FT	Prednji trag kotača	1685 mm
RT	Stražnji trag kotača	1663 mm
X_T	X koordinata težišta vozila	1345 mm
Y_T	Y koordinata težišta vozila	-7,5 mm
Z_T	Z koordinata težišta vozila	44 mm
CoG	Visina težišta vozila	376 mm
m_{uk}	Ukupna masa vozila	2167 kg
X_{SM}	X koordinata težišta ovješениh masa	1357 mm
Y_{SM}	Y koordinata težišta ovješениh masa	-8,8 mm
CoG_{SM}	Visina težišta ovješениh masa	387 mm
m_{SM}	Masa ovješениh komponenti	1870 kg
X_{NSM}	X koordinata težišta ne ovješениh masa	1270 mm
Y_{NSM}	Y koordinata težišta ne ovješениh masa	0 mm
CoG_{NSM}	Visina težišta ne ovješениh masa	306 mm
m_{NSM}	Masa ne ovješениh komponenti	297 kg
$m_{FRONT-\%}$	Postotak ukupne mase vozila na prednjoj osovini	50,73 %

$m_{REAR-\%}$	Postotak ukupne mase vozila na stražnjoj osovini	49,27 %
m_{FRONT}	Ukupna masa na prednjoj osovini	1099 kg
m_{REAR}	Ukupna masa na stražnjoj osovini	1068 kg
$m_{L-\%}$	Postotak ukupne mase vozila na lijevim kotačima	50,44 %
$m_{R-\%}$	Postotak ukupne mase vozila na desnim kotačima	49,56 %
m_L	Ukupna masa na lijevim kotačima	1093 kg
m_R	Ukupna masa na desnim kotačima	1074 kg
m_{FL}	Masa na prednjem lijevom kotaču	554 kg
m_{FR}	Masa na prednjem desnom kotaču	544,66 kg
m_{RL}	Masa na stražnjem lijevom kotaču	538,69 kg
m_{RR}	Masa na stražnjem desnom kotaču	529,65 kg
$m_{FRONT,SM-\%}$	Postotak ovješene mase na prednjoj osovini	50,3 %
$m_{REAR,SM-\%}$	Postotak ovješene mase na stražnjoj osovini	49,7 %
$m_{FRONT,SM}$	Ukupna ovješena masa na prednjoj osovini	940,61 kg
$m_{REAR,SM}$	Ukupna ovješena masa na stražnjoj osovini	929,39 kg
$m_{FRONT,NSM-\%}$	Postotak ne ovješene mase na prednjoj osovini	46,5 %
$m_{REAR,NSM-\%}$	Postotak ne ovješene mase na stražnjoj osovini	53,5 %
$m_{FRONT,NSM}$	Ukupna ne ovješena masa na prednjoj osovini	138,1 kg
$m_{REAR,NSM}$	Ukupna ne ovješena masa na stražnjoj osovini	158,9 kg
$I_{XX,NSM}$	Moment inercije ne ovješene masa oko X osi	163,28 kgm^2
$I_{YY,NSM}$	Moment inercije ne ovješene masa oko Y osi	411,80 kgm^2
$I_{ZZ,NSM}$	Moment inercije ne ovješene masa oko Z osi	565,84 kgm^2
$I_{XX,SM}$	Moment inercije ovješene masa oko X osi	311,05 kgm^2
$I_{YY,SM}$	Moment inercije ovješene masa oko Y osi	2377,80 kgm^2
$I_{ZZ,SM}$	Moment inercije ovješene masa oko Z osi	2516,65 kgm^2

4. NAČIN ODREĐIVANJA KARAKTERISTIKA OPRUŽNO PRIGUŠNIH ELEMENATA OVJESA

Prije nego što se detaljno posveti načinu određivanja karakteristika opružno prigušnih elemenata, potrebno je pojasniti ulogu opruga, poprečnog stabilizatora i amortizera. Pa je tako njihova uloga:

➤ Kontrola balansa prilikom tranzicija

Postizanje optimalne brzine preraspodjele opterećenja, a slijedno tome i raspored preraspodjele opterećenja za vrijeme tranzicija tj. naglih promjena smjera.

➤ Stabilizacija aerodinamičke platforme

Smanjivanje brzine pomaka šasije kako bi se smanjila brzina promjene aerodinamičkih sila. Postizanje da šasija vozila ostaje na nižoj visini vožnje u odnosu na tlo.

➤ Osiguranje trajnosti kontakta između dodirne točke gume i podloge

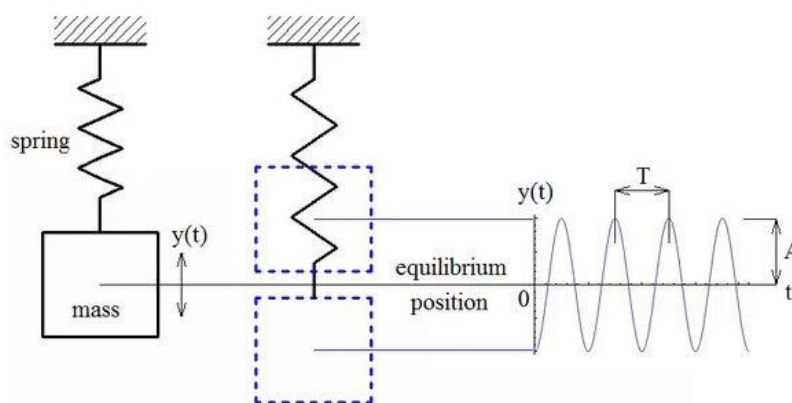
Promjena sila koje djeluju na gumu i opterećuju ju kako bi se povećao grip i temperatura gume. Također smanjuje se vrijeme efekta umirivanja gume. Drugim riječima smanjuje se kašnjenje između pojave kuta bočnog klizanja gume i postizanja mirne, ujednačene sile nastale prolaskom kroz zavoj.

➤ Kontroliranje oscilacija neovješene mase

Eliminiranje rezonantnih vibracija neovješene mase. Pri većim brzinama može doći do podrhtavanja sklopa kotača koje znatno smanjuju performanse u vožnji.

4.1. Prva prirodna frekvencija

Prije nego što se definira prirodna frekvencija koja određuje krutost ovjesa, potrebno se prisjetiti što su to vibracije i zašto nastaju. Vibracija je ništa drugo nego periodičko pretvaranje potencijalne (elastične) energije u kinetičku i obrnuto.



Slika 24. Titranje mase oko ravnotežnog položaja [15]

Slika 24. prikazuje masu koja visi na opruzi. Ukoliko se masa povuče prema dolje i rastegne opruga, stvara se potencijalna energija, koja se puštanjem mase pretvara u kinetičku, tj. opruga se želi vratiti u ravnotežni položaj. No s obzirom da je masa sada skupila određeni moment, neće se zaustaviti u ravnotežnom položaju već ga prođe i nastavi gibanje u drugom smjeru. Titranje traje dok se sustav ne ustabili u prvobitni položaj.

Sada, kada se definiralo što je to vibracija, može se reći da je vlastita frekvencija titranje koje posjeduje svako tijelo koje ima masu i neku krutost. Prema definiciji, prirodna frekvencija je svojstvo bilo kojeg tijela koje nam govori koliko brzo će ono oscilirati kada se pobudi. Kada se govori o ovjesu vozila, prvi korak prilikom projektiranja istog je odrediti vlastitu frekvenciju prednjeg i stražnjeg kraja iz čega će se odrediti početna krutost.

Iz izraza:

$$f = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{m}} \text{ [Hz]} \quad (31)$$

gdje je f -frekvencija sustava, K -krutost sustava te m -masa, vidi se da krutost promatranog sustava ovisi o krutosti, u ovom slučaju opružnog elementa i mase koja se na njoj nalazi.

Uskladi li se vlastitu frekvenciju pojedinih sustava na vozilu sa ljudskim osjetilima te frekvencijama koje čovjek doživljava kao prihvatljive i udobne, tada se može navesti 3 podsustava i definirati njihove preporučene vlastite frekvencije:

➤ **Preraspodjela opterećenja i gibanje ovješene mase**

Ovaj podsustav najviše je vezan za udobnost i osjećaj osobe u vozilu jer se osoba nalazi u šasiji te direktno osjeća vibracije. Iz tog razloga frekvencija ovog podsustava mora biti manja od 5 Hz. Postavljanjem opruga veće krutosti, frekvencija postaje veća, smanjuje se brzina kretanja tijela (u ovom slučaju šasije), te se povećava iznos preraspodjele opterećenja.

➤ **Oscilacije ne ovješene mase**

Oscilacije ne ovješene mase spadaju u srednju razinu frekvencijskog područja te se tako iznosi frekvencija kreću od 5 do 20 Hz.

➤ **Kontakt gume i podloge**

Podsustav gume i podloge spada u najvišu razinu frekvencijskog područja gdje frekvencije iznose više od 20 Hz.

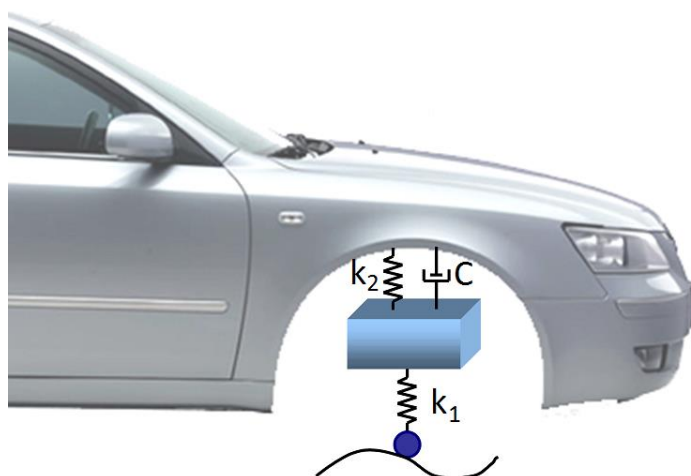
Tablica 4. Svojstva na visokim i niskim frekvencijama

	Mehanički grip	Hod ovjesa	Odaziv sustava
Niske frekvencije	+	+	-
Visoke frekvencije	-	-	+

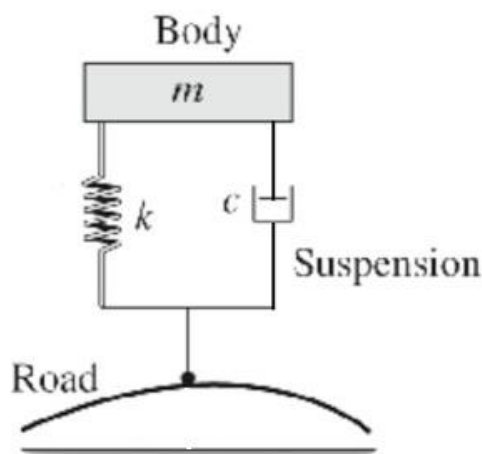
Tablica 4. prikazuje osnovna svojstva na visokim i niskim frekvencijama ovjesa. Kao što je spomenuto, niske frekvencije predstavljaju manju krutost ovjesa, što dovodi do boljeg mehaničkog gripa. Bolji mehanički grip ne predstavlja i bolju stabilnosti vozila u zavoju, već je zbog manje preraspodjele opterećenja povoljniji iznos sile na oba kotača. Samim time što je ovjes manje krutosti, hod ovjesa će biti veći ukoliko se primijeni ista sila, u odnosu na djelovanje te sile na oprugu veće krutosti. U sustavu niže krutosti nailazi se na veće pomake mase na opruzi. U kontekstu ovjesa vozila to govori da će šasija postizati veće iznose zakretanja oko uzdužne osi te će vrijeme koje je potrebno da se ustali prilikom bočnih sila, biti dulje. Ovu pojavu vozač osjeti kao odaziv na volanu. Iz tog razloga, sportski automobili zakreću se puno manje, reakcija sustava je trenutna te je odaziv na volanu brži. To omogućava vozaču brže reakcije i stabilnije promjene smjera.

Iz [1] kao preporuke prirodnih frekvencija za različite vrste vozila uzimaju se:

- 0,9 – 1,5 Hz za putnička vozila
- 1,5 – 3,0 Hz za turističke automobile i sportske automobile niskog koeficijenta aerodinamičnog otpora (c_w)
- 3,0 – 7,0 Hz za natjecateljske automobile s visokim faktorom aerodinamike

**Slika 25. Model ovjesa automobila**

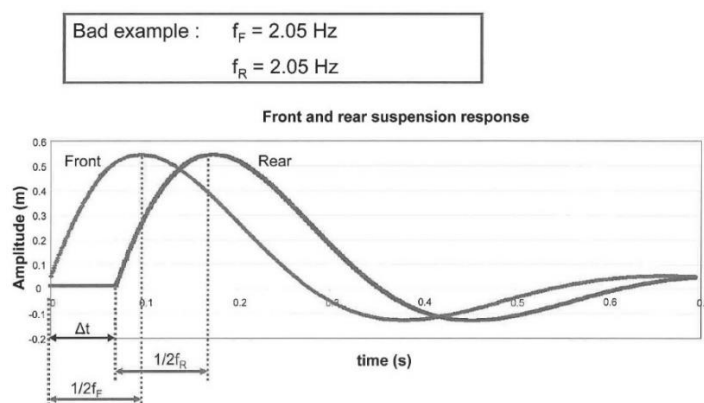
Pojednostavljenim prikazom na slici 25. prikazan je model ovjesa automobila. k_1 predstavlja vertikalnu krutost gume, k_2 krutost opruge, dok C označava prigušenje amortizera. S obzirom da u ranoj fazi projekta, za dobivanje orijentacijske krutosti ovjesa nije bitna krutost gume, može se zanemariti te početni proračunski model izgleda kao na slici 26.



Slika 26. Proračunski model ovjesa

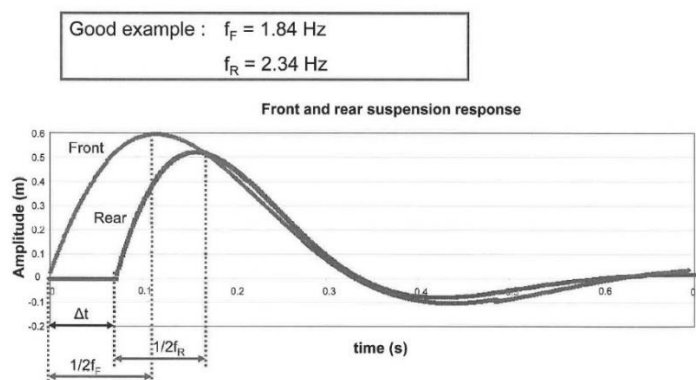
Sada kada se postavio početni model ovjesa automobila, može se odrediti željena krutost ovjesa prema teorijski pogodnim frekvencijama. Za određivanje krutosti, amortizer nema ulogu, stoga se u prvom koraku može zanemariti. S obzirom na prethodno spomenuti koncept vozila na kojem se vrši proračun, vlastitu frekvenciju se može tražiti na granici između putničkih vozila te sportskih automobila niskog faktora aerodinamike. Ciljani omjer raspodjele opterećenja zamišljen je tako da su statičke sile veće na stražnjem u odnosu na prednji kraj vozila. Zbog toga, te aerodinamičnog utjecaja, prednji kraj vozila zahtjeva nižu prirodnu frekvenciju sustava, a samim time i opruge manje krutosti u odnosu na stražnji kraj.

Također jedna od bitnih stavki prilikom određivanja krutosti prednjeg i stražnjeg kraja vozila je ponašanje prilikom nailaska na prepreku. Za dodatno objašnjenje na slijedećim slikama prikazani su nepovoljan te povoljniji odabir frekvencija/krutosti uz popratno objašnjenje. Kao primjer nepovoljnog postavljanja frekvencija prednjeg i stražnjeg kraja koristi se frekvencija u iznosu 2,05 Hz, dok se za primjer povoljnijeg postavljanja koristi 1,84 Hz za prednji ovjes i 2,34 Hz za stražnji ovjes. Bitno je napomenuti da su ovo teorijske osnove, pa se prilikom određivanja frekvencija konkretnog vozila u obzir moraju uzeti brojni drugi parametri te karakteristike vozila koje utječu na opružno prigušni sustav u cjelini.



Slika 27. Nepovoljan odabir frekvencija [1]

Slika 27. prikazuje slučaj kada vozilo nailazi na prepreku na ravnoj cesti. Tada prednji kotači tlače oprugu te sustav prednjeg ovjesa vibrira određenom amplitudom i trajanjem. Nakon nekoliko trenutaka, stražnji kotači nailaze na istu prepreku pa se ista pojava događa i na stražnjim kotačima. Ukoliko su frekvencije oba kraja jednake, u ovom slučaju 2,05 Hz tada stražnji kraj titra sa određenim zakašnjenjem u odnosu na prednji, pa sukladno tome i do vraćanja u prvobitni položaj dolazi sa zakašnjenjem. Zbog toga u vozilu dobivamo 'efekt klackalice'. Kako bi se to izbjeglo, iznos stražnje frekvencije mora se postaviti na veći iznos.

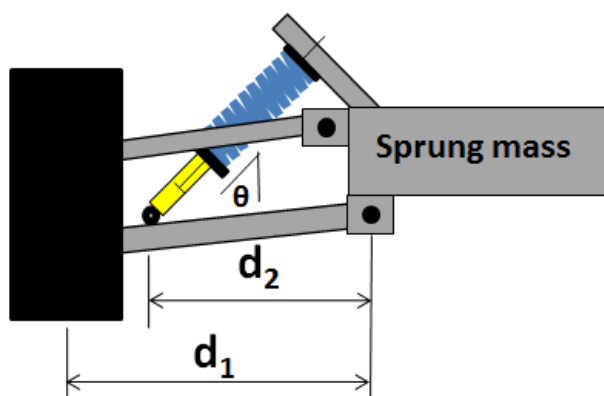


Slika 28. Povoljniji odabir frekvencija [1]

U ovom slučaju prednja frekvencija se postavlja na 1,84 Hz, a stražnja na 2,34 Hz. Jasno je vidljiva razlika da se stražnji kraj pobuđuje sa jednakim zakašnjenjem kao i u prvom primjeru, no zbog veće krutosti doživljava manju amplitudu, kraće vrijeme titranja i već se nakon prve amplitude izjednačava sa titranjem prednjeg ovjesa. Pogleda li se sliku 27. uočava se ujednačenost titranja prednjeg i stražnjeg kraja vozila tek oko 0,7s nakon podražaja, dok se na slici 28. ujednačenost uočava već nakon 0,2s. Time se postiže da se vozilo mirnije ponaša prilikom nailaska na neravninu, a samim time vozač ne doživljava zakretanje oko poprečne osi vozila, što je svakako povoljno.

U ranije navedenom izrazu za računanje prirodne frekvencije, koristi se krutost četvrtine ovjesa tj. kotača kao cjeline. Ukoliko se želi izračunati krutost opruge, potrebno je željenu prirodnu frekvenciju svesti na sustav opruge. Kada bi opruga djelovala u istoj točki gdje je guma u doticaju s podlogom, tada to ne bi bilo potrebno, no s obzirom na konstrukcijsku izvedu prikazanu na slikama 17. i 18. prilikom hoda ovjesa, opruga ima manji hod u odnosu na kotač. Omjer između udaljenosti centra rotacije i dodirne točke gume i podloge (d_1), te udaljenosti centra rotacije i prihвата opruge (d_2), naziva se prijenosni omjer opruge (MR). Oznake za prijenosne omjere preuzete su iz [1]. Prijenosni omjer opruge na ovjesu sa dvostrukim poprečnim ramenima računa se prema izrazu:

$$MR = \frac{d_1}{d_2} \quad (32)$$



Slika 29. Prijenosni omjer opruge

Primjerom na slici 29. vidi se da opruga ne stoji paralelno sa kotačem, već je otklonjena za kut θ . Iz tog razloga spomenuti izraz za određivanje prijenosnog omjera nije sasvim točan, no točnost je dovoljno velika u ovoj fazi konstrukcije i proračuna. Iz trenutnog stanja kinematike ovjesa te CAD modela, koristit će se prijenosni omjer opruge u iznosu 1,12.

Za izračunavanje prve iteracije krutosti opruge, promatrano vozilo će se svrstati u srednju skupinu podjele vlastitih frekvencija tj. u skupinu turističkih automobila i sportskih automobila niskog faktora aerodinamike. Tako će se za vlastitu frekvenciju prednjeg ovjesa uzeti (prema preporuci iz [1]) 1,65 Hz, a za stražnji ovjes 2,15 Hz. Nakon što se izračuna krutost opruga, izračunati će se vlastita frekvencija ne ovješanih masa.

Iz slijedećeg, već spomenutog izraza prvo će se izračunati vlastita frekvencija cijelog prednjeg ovjesa tj. kotača kao cjeline, a zatim pomoću prijenosnog omjera opruge izračunati i njena krutost:

$$f = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{m_{SM}}} \quad (33)$$

$$k_s = K_{FRONT} \cdot MR^2 \quad (34)$$

f_p – frekvencija prednjeg ovjesa [Hz],

K_{FRONT} – krutost prednjeg ovjesa [$\frac{N}{mm}$],

m_{SM} – ovješena masa koja opterećuje jednu stranu prednjeg ovjesa [kg],

k_s – krutost prednje opruge [$\frac{N}{mm}$],

MR – prijenosni omjer opruge.

Uvrsti li se frekvencija u iznosu 1,65 Hz, te ciljana ovješena masa koja opterećuje jednu stranu prednjeg ovjesa od 465 kg dobiva se krutost prednjeg ovjesa:

$$1,65 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{FRONT}}{465}} \quad (35)$$

$$K_{FRONT} = 50\,000 \frac{N}{m} \text{ tj. } 50 \frac{N}{mm}$$

Slijedi krutost prednje opruge:

$$k_s = 50 \cdot 1,12^2$$

$$k_s = 62,72 \frac{N}{mm}$$

Sada se može izračunati frekvencija jedne strane prednjih ne ovješениh masa, za čiju ciljanu vrijednost se uzima 50 kg:

$$f_{NSM} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{50000}{62,72}}$$

$$f_{NSM} = 4,49 \text{ Hz}$$

Sada se isti postupak primjenjuje na stražnji ovjes gdje se uzima ciljana ovješena masa od 490 kg:

$$2,15 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{REAR}}{490}} \quad (36)$$

$$K_{REAR} = 90\,000 \frac{N}{m} \text{ tj. } 90 \frac{N}{mm}$$

Pa krutost stražnje opruge iznosi:

$$k_s = 90 \cdot 1,12^2$$

$$k_s = 112,89 \frac{N}{mm}$$

U konačnici se računa frekvencija stražnjih ne ovješениh masa, za čiju ciljanu vrijednost se uzima 60 kg:

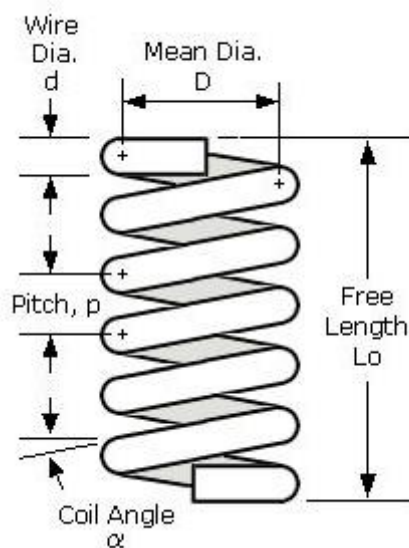
$$f_{NSM} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{90000}{112,89}}$$

$$f_{NSM} = 4,49 \text{ Hz}$$

4.2. Dimenzioniranje opruge

Prilikom proračuna i dimenzioniranja spiralnih opruga postoje dva pristupa. Prvi nalaže da se za definirane dimenzije opruge izračuna njena krutost te se ostatak konstrukcije prilagođava krutosti te opruge. Drugi pristup uzima u obzir cijelu konstrukciju ovjesa kao što su krutost guma, geometrijske značajke ovjesa, elastične značajke ovjesa, svojstva ne ovješениh masa te krutost poprečnog stabilizatora. Usklađivanjem svih navedenih značajki te variranjem krutosti opruge dolazi se do točne frekvencije ovjesa, iznosa zakretanja oko poprečne osi, iznosa zakretanja oko uzdužne osi te opterećenja na svakom kotaču u određenoj dinamičkoj situaciji.

Za proračun ovjesa vozila pogodno je koristiti drugi pristup. Varijacijom krutosti opruge i poprečnog stabilizatora dolazi se do iznosa koji zadovoljava sve zahtjeve po pitanju svojstava ovjesa u cjelini. Sa dobivenom idealnom krutosti opruge ulazi se u daljnji proračun dimenzioniranja. Osim dobivene krutosti opruge, određuje se početni promjer žice, te srednji promjer zavojnice. Iz tih podataka se dobiva duljina opruge, broj aktivnih i ukupnih navoja. Daljnjom izmjenom i različitim kombinacijama promjera žice i srednjeg promjera zavojnice određuje se idealna duljina opruge koja zadovoljava konstrukciju.



Slika 30. Dimenzije opruge

Slika 30. pokazuje dimenzije opruge:

d – promjer žice [mm],

D – srednji promjer zavojnice [mm],

p – uspon zavojnice [mm],

L_0 – duljina neopterećene opruge [mm].

Spiralne opruge koje će se promatrati imaju na svakom kraju po jedan navoj koji služi kao oslonac te ne sudjeluje u opružnom djelovanju. Svi ostali navoji između krajnja dva su aktivni pa samim time sudjeluju u opružnom djelovanju.

Broj navoja s opružnim djelovanjem se dobiva iz izraza:

$$i_f = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot K_{SPRING}} \quad (37)$$

gdje je od preostalih oznaka:

G – modul klizanja materijala [$\frac{N}{mm^2}$],

K_{SPRING} – krutost opruge [N/mm].

Modul klizanja materijala ovisi o izboru materijala, te se očitava iz literature [2] sukladno odabranom materijalu. Hod opruge i sila koja opterećuje oprugu se saznaje u kasnijoj fazi konstrukcije ovjesa kada se definira hod kotača vozila, težina ukupnog vozila te geometrija ovjesa.

Sada, kada se odredio broj aktivnih navoja, vrlo jednostavno se može odrediti ukupni broj navoja prema izrazu:

$$i_{uk} = i_f + 2 \quad (38)$$

Preostaje odrediti duljinu opruge. Prethodnim definiranjem promjera žice te dobivenim ukupnim brojem navoja, vrlo lako se računa duljina potpuno stlačene opruge (L_2) prema izrazu:

$$L_2 = d \cdot i_{uk} \quad (39)$$

Na kraju, ukoliko se duljini potpuno stlačene opruge nadoda duljina hoda, uz pomoć prijenosnog omjera opruge, dobiva se njena duljina u rasterećenom stanju. Ovim postupkom su se u potpunosti definirale dimenzije opruge u odnosu na zahtijevanu krutost. U daljnjim proračunima ovjesa potrebno je varirati krutost opruge kako bi se ostvarila što bolja svojstva cijelog ovjesa, te u konačnici prilagoditi dimenzije prema konstrukciji cijelog vozila.

Prilikom konstruiranja ovjesa također postoje dvije mogućnosti odabira opruge. Prva mogućnost je da se prema dobivenim svojstvima opruge pronađe identičnu ili što je sličnije moguću standardnu kupovnu oprugu, a druga mogućnost je da se opruga izradi prema točno definiranim svojstvima i dimenzijama. Ukoliko se konstruktor odluči na drugu mogućnost, tada je potrebno voditi računa o naprežanjima te sigurnosti opruge od loma.

Idealno torzijsko naprežanje opruge se računa prema izrazu:

$$\tau_i = \frac{8 \cdot D \cdot F}{\pi \cdot d^3} \quad (40)$$

a maksimalno torzijsko naprežanje:

$$\tau_k = k \cdot \tau_i \quad (41)$$

Pri čemu je:

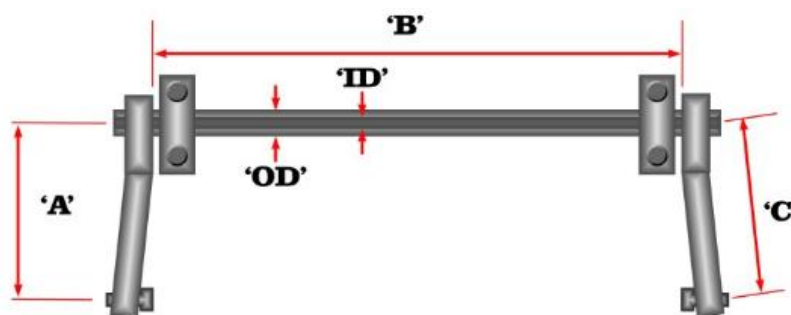
k – dimenzijski faktor opruge ($\frac{D}{d}$), koji se sukladno omjeru očitava iz literature [2].

U konačnici, dobiveno maksimalno torzijsko naprežanje mora biti manje od dopuštenoga koje je definirano odabranim materijalom opruge.

4.3. Dimenzioniranje poprečnog stabilizatora

Kao što je već spomenuto, poprečni stabilizator nije nužna komponenta za dobar rad ovjesa vozila. Ovdje bitne karakteristike ovjesa su zakretanje oko poprečne osi, zakretanje oko uzdužne osi te preraspodjela opterećenja. Ukoliko se vozilo zakreće oko poprečne osi, oba kotača prednjeg ili stražnjeg ovjesa se gibaju u istom smjeru te poprečni stabilizator nema svrhu. No prilikom zakretanja oko uzdužne osi stabilizator znatno mijenja krutost sustava. Početni proračuni krutosti zakretanja računaju se preko ne ovješene mase, ovješene geometrijske značajke te ovješene elastične značajke. Upravo kod elastičnih u obzir se uzima samo krutost opruge, jer ona ima utjecaj prilikom svakog hoda kotača. Dodatno se uzima i krutost gume jer također sudjeluje u opisanoj radnji. Kao rezultat takvog proračuna dobiva se krutost vozila prilikom zakretanja oko uzdužne osi te preraspodjela opterećenja na sva 4 kotača. Ukoliko je sa optimalnim oprugama zakretanje preveliko ili je preraspodjela opterećenja nepovoljna, tada se u sustav uvodi poprečni stabilizator koji znatno utječe na spomenuto.

Također, poprečni stabilizator ne mora nužno biti na oba kraja vozila, već se postotak krutosti zakretanja prednjeg kraja vozila u odnosu na stražnji može korigirati ugradnjom stabilizatora na samo jedan kraj. Kada se pronađe optimalni balans sustava te se definira krutost poprečnog stabilizatora, potrebno je definirati oblik i dimenzije.



Slika 31. Dimenzije poprečnog stabilizatora [14]

Slika 31. prikazuje izmjere poprečnog stabilizatora koje su potrebne za izračunavanje krutosti pri čemu su:

A – duljina kraka koji povezuje stabilizator i komponentu ovjesa [mm],

B – duljina stabilizatora [mm],

C – hipotenuza kraka stabilizatora [mm],

OD – vanjski promjer stabilizatora [mm],

ID – unutarnji promjer stabilizatora (ukoliko je stabilizator izrađen iz šipke tada je $ID=0$) [mm].

Nakon definiranja potrebne krutosti stabilizatora, potrebno je gore navedene dimenzijske vrijednosti prilagođavati ostatku konstrukcije vozila, no da istovremeno njihov rezultat daje traženu krutost. U tu svrhu se koristi izraz:

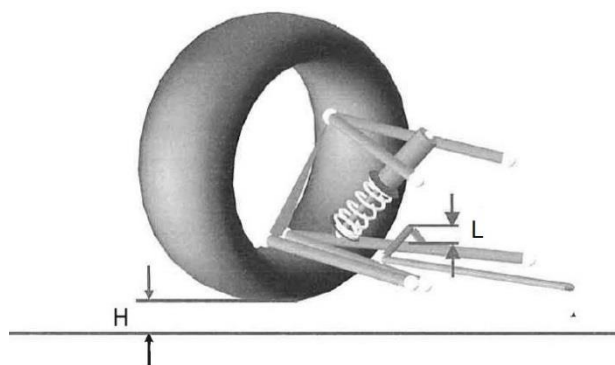
$$K_{ARB} = \frac{\frac{30,5 \cdot OD^4}{5,71}}{(6,57 \cdot 10^{-4} \cdot A^2 \cdot B) + (3,5 \cdot 10^{-4} \cdot C^3)} \quad (42)$$

pri čemu je:

K_{ARB} – krutost poprečnog stabilizatora [$\frac{N}{mm}$].

Nakon dimenzioniranja stabilizatora ponovno se dolazi u situaciju da se pronade identična ili vrlo slična komponenta ili da se poprečni stabilizator proizvede. Ukoliko se proizvodi, potrebno je voditi računa o kutu uvijanja i torzijskoj krutosti, kako ne bi došlo do loma.

Kada je poznat hod kotača, potrebno je izračunati hod tj. uvijanje stabilizatora. Odnos te dvije veličine naziva se prijenosni omjer poprečnog stabilizatora ($ARB MR$).

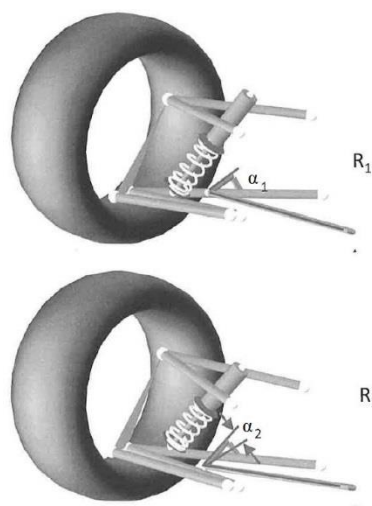


Slika 32. Prvi način određivanja prijenosnog omjera stabilizatora

Kod određivanja prijenosnog omjera poprečnog stabilizatora postoje dva načina. Prvi način je prikazan na slici 32. Prijenosni omjer je omjer hoda kotača (H) i hoda kraka stabilizatora na mjestu spoja sa komponentom ovjesa (L).

$$ARB MR = \frac{H}{L} \quad (43)$$

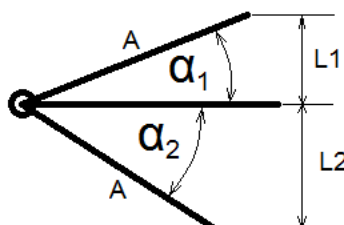
Ovaj način se najčešće koristi ukoliko se krutost stabilizatora opisuje kao silu potrebnu za pomak kraka stabilizatora u jedinici milimetra [$\frac{N}{mm}$]. U ovom projektnom zadatku krutost se opisuje na upravo spomenuti način, prema tome koristi se i ovaj način određivanja prijenosnog omjera.



Slika 33. Drugi način određivanja prijenosnog omjera stabilizatora

Drugi način određivanja prijenosnog omjera stabilizatora je omjer zakretanja šasijske oko uzdužne osi (R) te kuta zakretanja stabilizatora (α). Ovaj način najčešće se koristi ukoliko se krutost stabilizatora opisuje kao moment potreban za kutni zakret [$\frac{Nm}{deg}$].

$$ARB MR = \frac{\text{Roll angle}}{\text{ARB angle}} = \frac{|R_2 - R_1|}{|\alpha_2 - \alpha_1|} \quad (44)$$



Slika 34. Zakretanje poprečnog stabilizatora

Na slici 34. je vodoravnom linijom prikazan stabilizator u svom početnom ugrađenom stanju. Prilikom hoda kotača prema gore, stabilizator se zakreće za kut α_1 te se krak podiže za duljinu L_1 , dok se prilikom hoda kotača prema dolje stabilizator zakreće za kut α_2 , a krak se spušta za duljinu L_2 . Na promatranom vozilu, hod kotača je veći u donjem smjeru, pa će se za proračun torzijskog naprezanja uzimati duljinu L_2 do koje se dolazi dijeljenjem iznosa hoda kotača i prijenosnog omjera poprečnog stabilizatora.

Torzijsko naprezanje poprečnog stabilizatora računa se prema izrazu:

$$\tau = \frac{T}{W_t} \quad (45)$$

pri čemu je:

τ – torzijsko naprezanje stabilizatora [$\frac{N}{mm^2}$],

T – okretni moment stabilizatora [Nmm],

W_t – moment otpora presjeka štapa pri uvijanju ($0,2 \cdot OD^3$) [mm^3].

Maksimalni okretni moment stabilizatora dobiva se izrazom:

$$T = F \cdot A \quad (46)$$

gdje je F [N] maksimalna sila koja djeluje na kraku stabilizatora, a umnožak je krutosti stabilizatora i duljine hoda kraka L_2 :

$$F = K_{ARB} \cdot L_2 \quad (47)$$

Po završetku proračuna potrebno je usporediti torzijsko naprezanje stabilizatora sa dopuštenim torzijskim naprezanjem odabranog materijala stabilizatora. Ukoliko je naprezanje manje od dopuštenoga, poprečni stabilizator zadovoljava i može se proizvesti u odabranim dimenzijama.

4.4. Određivanje karakteristika amortizera

Amortizer je prigušni element svakog sustava koji vibrira. Kada njega ne bi bilo, opruga bi slobodno titrala svojom frekvencijom i amplitudom. Amortizer je posebno bitan na ovjesu automobila kako bi ublažio udarce, povećao udobnost te prigušio titranje opruge. Glavne karakteristike amortizera su prigušenje te omjer prigušenja. Kako bi se odredile te dvije karakteristike, potrebno je poznavati kritično prigušenje. Ono je definirano parametrima vozila koji su se definirali ranije, a dobiva se izrazom:

$$C_{crit} = 2 \cdot \sqrt{K \cdot m} \quad (48)$$

gdje je:

C_{crit} – kritično prigušenje sustava [$\frac{N}{mm/s}$],

K – krutost ovjesa u dodirnoj točki gume i podloge [$\frac{N}{mm}$],

m – ovješena masa na kotaču kojeg promatramo [kg].

Zatim se omjer prigušenja u dodirnoj točki gume i podloge dobiva izrazom:

$$\zeta = \frac{C}{C_{crit}} = \frac{C}{2 \cdot \sqrt{K \cdot m}} \quad (49)$$

gdje je:

ζ – omjer prigušenja u kotaču (dodirna točka gume i podloge),

C – prigušenje u kotaču $[\frac{N}{mm}]$.

Prema [3] omjeri prigušenja u kotaču svrstavaju se u tri skupine i to na način:

- 0,25 – 0,3 – putnička vozila
- 0,65 – 0,7 – većina natjecateljskih vozila
- >1 – vozila s visokim koeficijentom aerodinamike.

Kako bi se detaljnije objasnile veličine omjera prigušenja, navest će se neke za primjer:

- $\zeta = 0$ - sustav je neprigušen. Ukoliko dođe do pobuđivanja mase, titrati će beskonačno dugo jednakom amplitudom i frekvencijom. Ovaj slučaj je samo teorijski, a u stvarnosti nije izvediv jer uvijek postoji neka vrsta prigušenja.
- $\zeta < 1$ – sustav je pod prigušen. Prilikom pobude mase dolazi do vršne amplitude te povratka prema početnom položaju. Zbog pod prigušenog sustava, masa prelazi početni položaj i kreće se u suprotnom smjeru do nešto niže amplitude. Svakim prelaskom preko početnog položaja dio energije se gubi zbog prigušenja te se masa nakraju ustali u početni položaj.
- $\zeta > 1$ – sustav je prekomjerno prigušen. Prilikom pobude mase i dolaska do vršne amplitude, sustav se vrlo sporo vraća u početni položaj bez prelaska preko njega u suprotni smjer.
- $\zeta = 1$ – sustav je kritično prigušen. Kao i u prethodnom slučaju, sustav se vraća u početni položaj bez prelaska u suprotni smjer. No, za razliku od prekomjerno prigušenog slučaja, ovdje sustav dolazi u početni položaj u najkraćem mogućem vremenu.

Sada kada su se razjasnili iznosi omjera prigušenja, može se odabrati početni iznos za promatrano vozilo. Prema ranije opisanim karakteristikama vozila, smješta ga se u područje između putničkih vozila i natjecateljskih vozila. Tako će se za početak odabrati iznos omjera prigušenja $\zeta = 0,6$.

Nakon određivanja omjera prigušenja može se izračunati prigušenje kotača, a zatim preko prijenosnog omjera amortizera i njegovo prigušenje. S obzirom da je u promatranoj konstrukciji ovjesa opruga na samom amortizeru, prijenosni omjer te dvije komponente je jednak te u ovoj fazi konstrukcije iznosi 1,12.

Izvedenicom prethodno navedenog izraza dobiva se prigušenje kotača:

$$C = \zeta \cdot C_{crit} \quad (50)$$

A množenjem s kvadratom prijenosnog omjera dobiva se i prigušenje amortizera:

$$C_{damper} = C \cdot MR^2 \quad (51)$$

Nakon što se odredilo prigušenje prednjeg amortizera, isti postupak ponavlja se sa podacima stražnjeg kraja vozila i tako se određuje prigušenje stražnjeg amortizera.

Posljednja karakteristika amortizera koja se može izračunati je amplituda titranja. Može se izračunati teorijska amplituda koja bi se događala beskonačno dugo jer sustav nema prigušenja, a zatim i amplituda u ovisnosti o vremenu nakon pobude u sustavu s prigušenjem. Inicijalna amplituda u sustavu s prigušenjem računa se prema izrazu:

$$z = Z_0 \cdot e^{-\zeta \omega_n t} \cdot \sin(\omega_D \cdot t + \varphi) \quad (52)$$

gdje je:

z – amplituda sustava s prigušenjem [mm],

Z_0 – amplituda sustava bez prigušenja [mm],

ω_n – prirodni period sustava bez prigušenja ($\sqrt{\frac{K}{m}}$) [$\frac{rad}{s}$],

t – vrijeme [s],

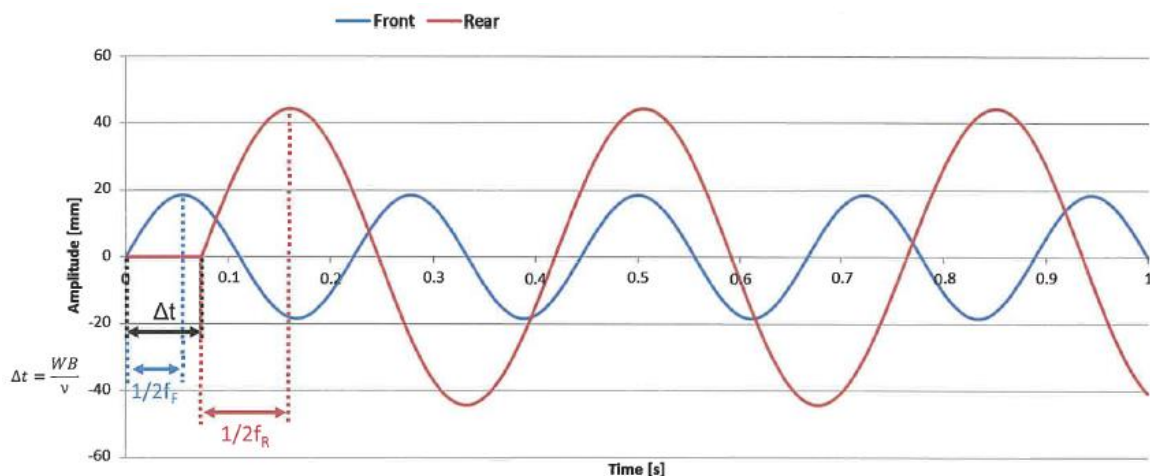
ω_D – prirodni period sustava s prigušenjem ($\omega_n \cdot \sqrt{1 - \zeta^2}$) [$\frac{rad}{s}$],

φ – razlika u fazi [rad].

U konačnici još je potrebno izračunati amplitudu sustava bez prigušenja koja se promatra u dodirnoj točki gume i podloge, a ovisi o krutosti kotača, ovješene mase na promatranom kotaču (SM) i vertikalnoj akceleraciji, te se vrlo jednostavno dobiva izrazom:

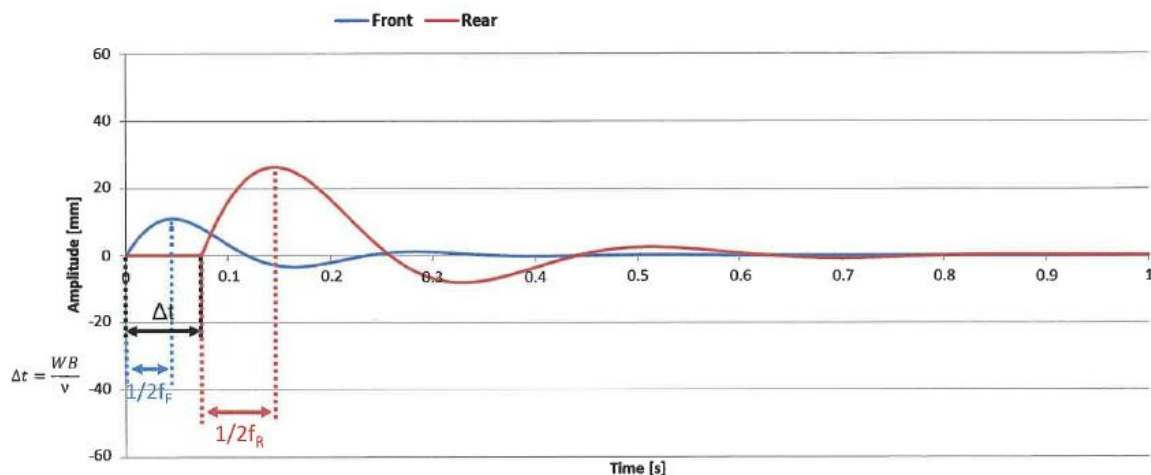
$$Z_0 = \frac{SM \cdot VerticalG \cdot 9,81}{\frac{k_s}{MR^2}} \quad (53)$$

Kako bi se sve veličine karakteristika amortizera lakše shvatile, dijagramski će se prikazati četiri slučaja sustava s različitim prigušenjima.



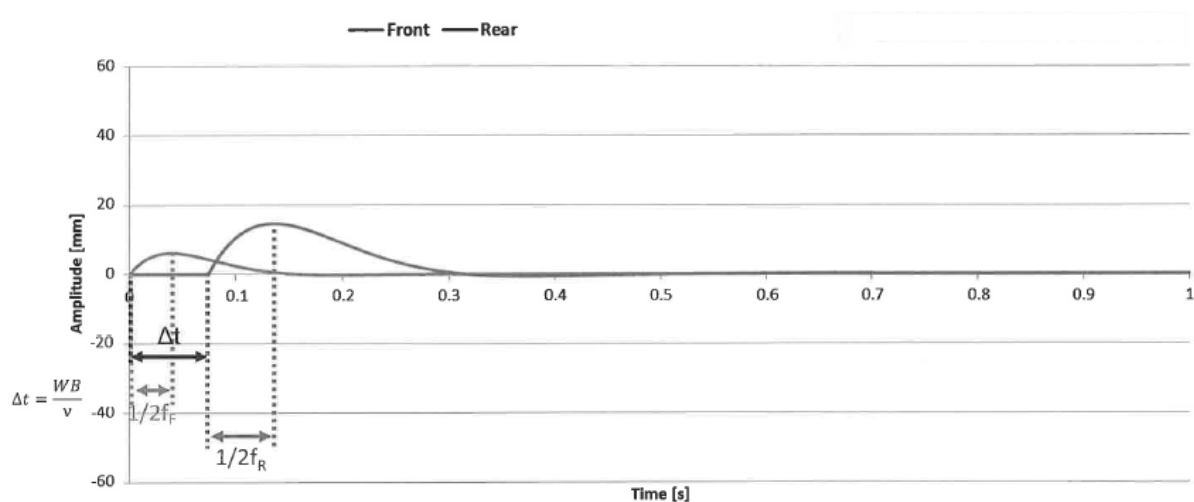
Slika 35. Sustav bez prigušenja [1]

Na slici 35. prikazan je sustav bez prigušenja. Plavom bojom prikazano je titranje prednjeg ovjesa, dok je crvenom bojom prikazano titranje stražnjeg ovjesa. Amplitude plave linije su niže jer je krutost prednjih opruga postavljena na manji iznos. Kao što se ranije spomenulo, ovo je samo teorijski slučaj koji beskonačno puno puta ponavlja isti iznos amplituda, no on je u stvarnosti ne ostvariv jer uvijek postoji neki iznos prigušenja.



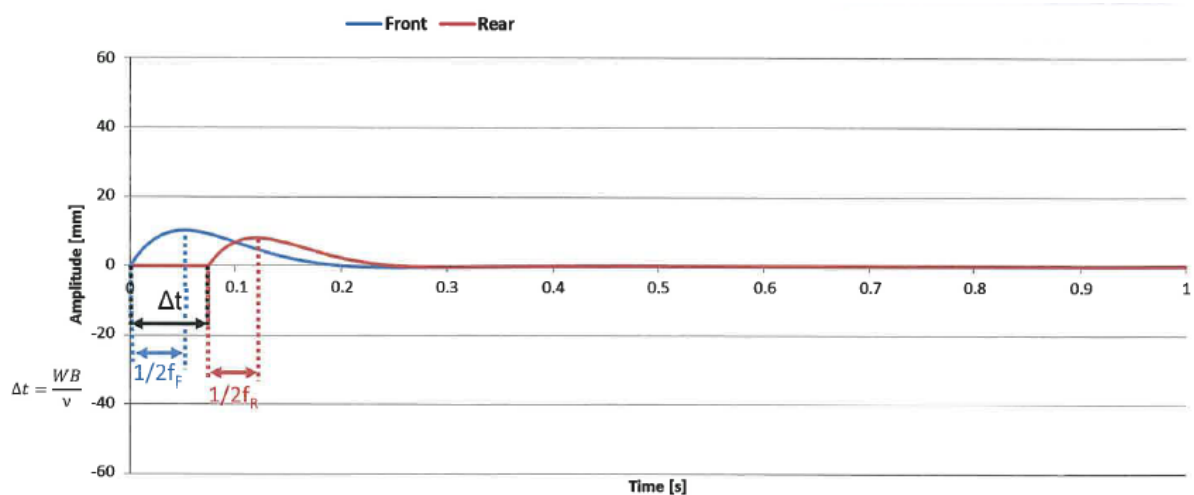
Slika 36. Pod prigušen sustav

Slika 36. prikazuje sustav s istim vrijednostima frekvencije i krutosti kao i sustav na slici 35. no u ovom slučaju je dodan omjer prigušenja na oba kraja ovjesa u iznosu od 0,35. Uočava se da se već i prva amplituda razlikuje od teorijske (Z_0) zbog prigušenja, a svaka iduća amplituda postaje sve niža zbog gubljenja dijela energije, dok se sustav u jednom trenu ne vrati u početni položaj.



Slika 37. Sustav sa 70 % omjera prigušenja

Sustav na slici 37. ima sve vrijednosti iste kao i prethodna dva, ali je vrijednost omjera prigušenja postavljena na često korištenih 70 % tj. 0,7. Može se vidjeti da je ovo pogodnije za natjecateljska vozila jer amplitude nisu velike, točnije hod kotača je puno manji, a sustav vrlo brzo dolazi u početni položaj. No pogleda li se malo bolje, stražnji ovjes je puno mekši te dolazi do većih amplituda i kašnjenja za prednjim ovjesom. Ova pojava je opisana ranije u projektnom zadatku, a rješava se korekcijom odabira vlastite frekvencije.



Slika 38. Sustav s korigiranim frekvencijama

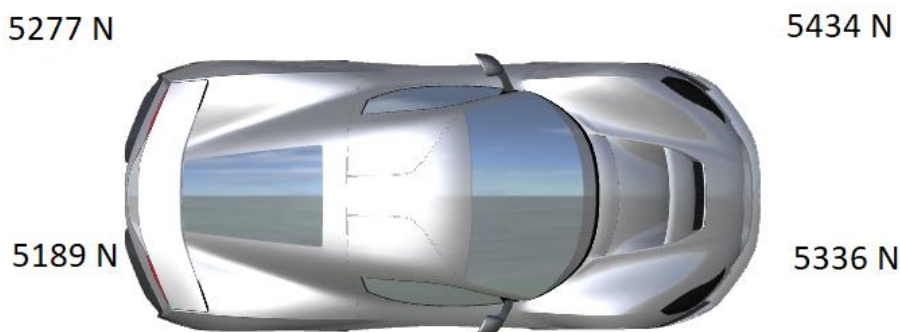
Nakon korekcije vlastitih frekvencija, tj. postavljanja krućeg stražnjeg ovjesa u odnosu na prednji, vidi se da se linije vrlo brzo poklapaju što znači da se vozilo mirnije ponaša prilikom prelaska preko neravnina, a oba kraja ovjesa vraćaju se u relativno istom vremenu u početni položaj. Time se u potpunosti podesio ovjes vozila.

5. DEFINIRANJE KRUTOSTI OPRUGA I POPREČNOG STABILIZATORA PREMA DEFINIRANIM KARAKTERISTIKAMA PROJEKTOG VOZILA

U prethodnom poglavlju pokazano je određivanje krutosti opruga pomoću vlastite frekvencije ovješnih masa. Vlastita frekvencija ovješnih masa uzeta je po preporuci iz literature [1], a masa je pretpostavljena za promatrani tip vozila. U ovom poglavlju odlazi se korak dalje te se opruge prilagođavaju točnim karakteristikama vozila izračunatim u poglavlju 3. U tom poglavlju definirano je statičko opterećenje na svakom kotaču, pojedinoj osovini te strani vozila.

Kao što je ranije spomenuto, u ovom projektnom zadatku primijenit će se drugi način definiranja krutosti opruga, a to je prvotna pretpostavka krutosti, koja se zatim provodi kroz proračun dinamičke preraspodjele opterećenja u longitudinalnom i lateralnom smjeru. Kao izlazni parametri ovog proračuna biti će zakretanje vozila oko uzdužne osi, frekvencije sustava, krutost prednjeg i stražnjeg kraja vozila te dinamičko opterećenje pojedinog kotača. Tada se ti izlazni parametri promatraju, uspoređuju sa preporukama iz literature ili iskustva i zatim ukoliko postoji određeno odstupanje od cilja, slijedi iterativni postupak podešavanja krutosti opruga i ponavljanja proračuna. Nakon definiranja krutosti opruga uvode se po potrebi i prednji te stražnji poprečni stabilizatori koji mogu dovesti do željenih karakteristika ovjesa, tj. ponašanja vozila. Nakon što se pretpostavkama krutosti opruga i poprečnih stabilizatora dođe do željenih karakteristika ovjesa, tada se opruga i stabilizatori dimenzioniraju prema tim krutostima.

Na slici 39. prikazano je statičko opterećenje na svakom kotaču projektnog vozila, definirano u poglavlju 3.



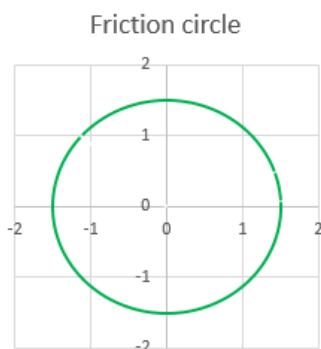
Slika 39. Statičko opterećenje pojedinog kotača

5.1. Određivanje najnepovoljnijeg dinamičkog opterećenja vozila

U poglavlju 3. izračunalo se statičko opterećenje pojedinog kotača. To je opterećenje kada vozilo stoji, a opruge na sebi drže masu ovješениh komponenti. To opterećenje nije pogodno za dimenzioniranje opruga. Stoga je potrebno pronaći najnepovoljniji slučaj dinamičkog opterećenja vozila, te takve vrijednosti uzeti za dimenzioniranje. Poznato je da uzdužna preraspodjela opterećenja ovisi o visini težišta vozila i međuosovinskom razmaku, dok bočna preraspodjela opterećenja ovisi o visini težišta vozila i tragu kotača. S obzirom da je međuosovinski razmak puno veći od traga kotača, izraženija je bočna preraspodjela opterećenja u odnosu na uzdužnu preraspodjelu. Upravo zato, bočna preraspodjela opterećenja biti će ključna za traženje najnepovoljnijeg dinamičkog opterećenja vozila.

Ovdje u uporabu dolazi takozvana elipsa trenja. Elipsa trenja pokazuje raspodjelu koeficijenta trenja između gume i podloge u svim smjerovima. Elipsa trenja može se poistovjetiti s elipsom uzdužne i bočne akceleracije koja pokazuje iznos ubrzanja u svim smjerovima. Ukoliko vozilo ubrzava tako da maksimalno iskoristava svojstva gume, tada i ubrzava maksimalnom mogućom količinom uzdužnog ubrzanja (oznaka u daljnjem tekstu *long. acc. eng. longitudinal acceleration*), dok je bočno ubrzanje (oznaka u daljnjem tekstu *lat. acc. eng. lateral acceleration*) jednako nuli. U suprotnom, ako vozilo prolazi kroz zavoj maksimalnim mogućim iznosom bočnog ubrzanja, tada po pravilu elipse iznos uzdužnog ubrzanja iznosi nula.

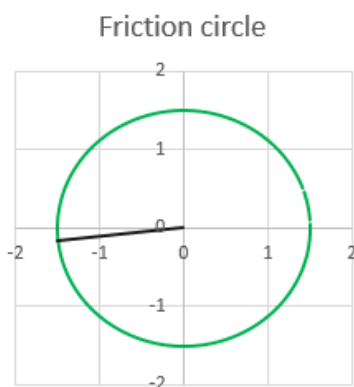
Zbog karakteristika vozila i podataka o koeficijentu trenja gume i podloge koji je dao dobavljač pneumatika, maksimalni mogući iznos ubrzanja u jednom od smjerova iznosi 1,3 g. Zbog faktora sigurnosti u ovom projektnom zadatku, uzet će se da je maksimalni mogući iznos ubrzanja jednak i u uzdužnom i u bočnom slučaju. Zbog toga elipsa trenja prelazi u kružnicu trenja. Također zbog sigurnosti, umjesto 1,3 g, za maksimalni mogući iznos ubrzanja uzet će se iznos od 1,5 g. Izgled kružnice trenja/ubrzanja s maksimalnim iznosom ubrzanja od 1,5 prikazan je na slici 40.



Slika 40. Kružnica trenja/ubrzanja

Nadalje, kada je definirana kružnica tj. maksimalni iznos trenja/ubrzanja, potrebno je pronaći koji dinamički slučaj opterećenja je najnepovoljniji te najviše opterećuje pojedine kotače. Ovaj postupak određivanja najnepovoljnijeg opterećenja vrši se retroaktivno, tako što se prvo provede pretpostavljeni proračun, a zatim na temelju dobivenih dinamičkih opterećenja vraća na početak i traži najnepovoljniji iznos bočnog i uzdužnog ubrzanja. Temeljem iskustva i iterativnim postupkom variranja iznosa uzdužne i bočne akceleracije, ustanovljeno je da je najnepovoljniji slučaj dinamičkog opterećenja vozila kada vozilo ubrzava sa 0,16 g, dok se preostali iznos maksimalnog ubrzanja troši na bočno ubrzanje. Pomoću trokuta sa opisanom kružnicom trenja, izračunato je da taj preostali iznos bočnog ubrzanja iznosi 1,491 g.

Stoga će se u nastavku proračuna smatrati da vozilo skreće u desni zavoj sa bočnim ubrzanjem u iznosu od 1,491 g, te ubrzava sa uzdužnim ubrzanjem od 0,16 g. Dobiven najnepovoljniji slučaj dinamičkog opterećenja vozila prikazan je kružnicom trenja/ubrzanja na slici 41.

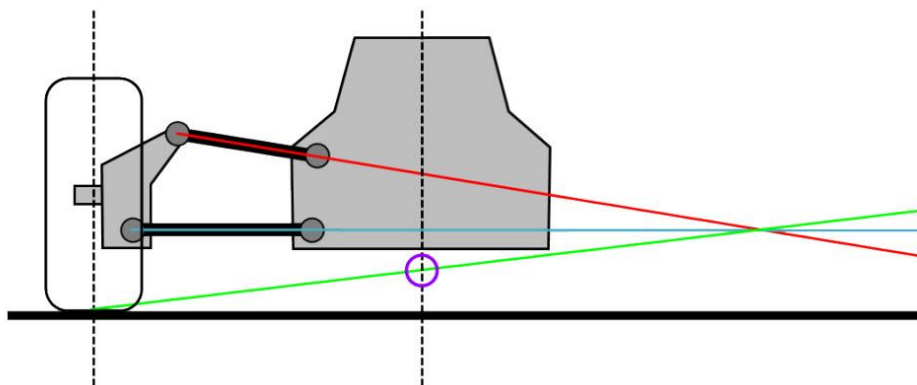


Slika 41. Najnepovoljniji slučaj dinamičkog opterećenja vozila

5.2. Definicije preraspodjela opterećenja

U ovo projektnom zadatku, za određivanje krutosti opruge i poprečnog stabilizatora koristiti će se metoda ustaljenog prolaska kroz zavoj, te preraspodjele opterećenja koja se događa uslijed toga. Tri su različite vrste preraspodjele opterećenja koje se javljaju kako u bočnom tako i u uzdužnom smjeru, a to su: preraspodjela opterećenja ne ovješениh masa, geometrijska preraspodjela opterećenja ovješениh masa, te elastična preraspodjela opterećenja ovješениh masa. U stvarnosti, potrebno je još pribrojati i preraspodjelu opterećenja pod utjecajem aerodinamike, tj. uzgona i potiska, no u ovoj fazi razvoja će se zanemariti zbog nedostatka potrebnih informacija

- **Preraspodjela opterećenja neovješениh masa** isključivo je geometrijska karakteristika koja opisuje pomak težišta neovješениh masa uslijed djelovanja uzdužne ili bočne akceleracije. Ovisi o masi neovješениh komponenti, iznosu ubrzanja, visini težišta te međuosovinskom razmaku ili prednjem odnosno stražnjem tragu kotača.
- **Geometrijska preraspodjela opterećenja ovješениh masa** isključivo je geometrijska karakteristika koja je definirana centrom zakretanja ovješениh masa oko uzdužne osi (eng. *Roll center height*, oznaka u daljnjem tekstu *RC*). Centar zakretanja ovješениh masa je izravna posljedica prostorne pozicije gornjeg i donjeg poprečnog ramena ovjesa vozila. Visina centra zakretanja prikazana je ljubičastim krugom na slici 42.

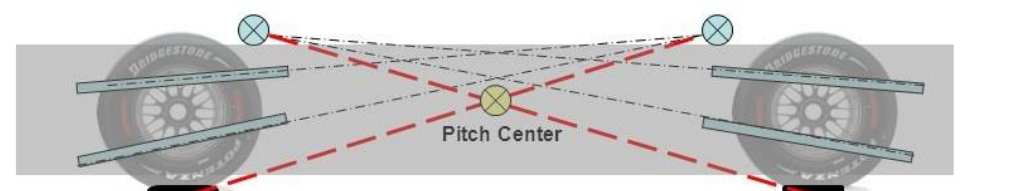


Slika 42. Visina centra zakretanja [18]

- **Elastična preraspodjela opterećenja ovješениh masa** ovisna je o svim elastičnim komponentama ovjesa, točnije oprugama i poprečnim stabilizatorima na ovom projektnom vozilu. Konkretno, opruge se prilikom prolaska kroz zavoj sabijaju ili produljuju i samim time izlaze iz svog stacionarnog oblika. Zbog toga, kao posljedica je naginjanje vozila uslijed bočnih i uzdužnih ubrzanja što pridonosi preraspodjeli opterećenja uslijed elastičnih deformacija komponenti ovjesa.

5.3. Uzdužna preraspodjela opterećenja

S obzirom da je u ranijem odlomku izračunato da će se u ovom proračunu koristiti uzdužna akceleracija od 0,16 g pri ubrzanju, što je značajno manje od 1,491 g bočnog ubrzanja, uzdužna preraspodjela doprinosi puno manjoj preraspodjeli opterećenja, pa će se zato i prva razmatrati. U proračunu će se koristiti svi podaci koji su ranije definirani te prikazani u tablici 3. Jedina stavka koja nije ranije definirana je centar zakretanja ovješene masa oko poprečne osi (eng. *Pitch center height*, oznaka u daljnjem tekstu *PC*). Ranije je spomenut i slikom 42. objašnjen centar zakretanja oko uzdužne osi, a sada će se pomoću slike 43. objasniti centar zakretanja oko poprečne osi. Ta visina je također definirana prostornim položajem poprečnih ramena ovjesa. Mjerenjem pomoću linija u CAD programskom paketu, na način prikazan na slici 43. izmjerena je visina centra zakretanja oko poprečne osi projektnog vozila u iznosu od 344 mm.



Slika 43. Centar zakretanja oko poprečne osi [17]

Zbog činjenice da se uzdužna preraspodjela opterećenja prva računa, kao statičko opterećenje kotača biti će ono definirano ranije u tablici 3. Svako od tri spomenute vrste preraspodjele opterećenja biti će računato zasebno, dok će rezultati biti prikazani u pridruženim bojama, kako bi naknadno bilo lakše slikovno prikazati rezultate i dinamičko opterećenje kotača.

5.3.1. Uzdužna preraspodjela opterećenja ne ovješene masa

Uzdužna preraspodjela opterećenja ne ovješene masa u obzir uzima masu ne ovješene komponenti, uzdužno ubrzanje prilikom akceleracije vozila, visinu težišta neovještene mase te međuosovinski razmak kotača. Ova preraspodjela u daljnjem tekstu poprima kraticu *Long. NSM WT* (eng. *Longitudinal non-suspended mass weight transfer*). Sve oznake preraspodjela opterećenja preuzete su iz [1]. Računa se prema izrazu:

$$Long. NSM WT = \frac{m_{NSM} \cdot long. acc. \cdot 9,81 \cdot CoG_{NSM}}{WB} \quad (54)$$

$$Long. NSM WT = \frac{297 \cdot 0,16 \cdot 9,81 \cdot 306}{2730}$$

$$Long. NSM WT = 52,25 N.$$

Ovim izračunom dobiven je iznos od 52,25 N što znači da će se prilikom ubrzanja vozila s iznosom uzdužnog ubrzanja od 0,16 g, prednji kotači rasteretiti za 52,25 N pojedinačno, dok će se opterećenje na pojedinom stražnjem kotaču povećati za isti iznos.

5.3.2. Uzdužna geometrijska preraspodjela opterećenja ovješene masa

Ova preraspodjela u obzir uzima masu ovješene komponenti, uzdužno ubrzanje prilikom akceleracije vozila, visinu centra zakretanja oko poprečne osi te međuosovinski razmak kotača. Oznaka preraspodjele je *Long. S Geom. WT* (eng. *Longitudinal suspended mass geometric weight transfer*).

$$Long. S Geom. WT = \frac{m_{SM} \cdot long. acc. \cdot 9,81 \cdot PC}{WB} \quad (55)$$

$$Long. S Geom. WT = \frac{1870 \cdot 0,16 \cdot 9,81 \cdot 344}{2730}$$

$$Long. S Geom. WT = 369,85 N.$$

Dobiveni iznos od 369,85 N znači da će se prilikom ubrzanja vozila sa iznosom uzdužnog ubrzanja od 0,16 g, prednji kotači rasteretiti za 369,85 N pojedinačno, dok će se opterećenje na pojedinom stražnjem kotaču povećati za isti iznos.

5.3.3. Uzdužna elastična preraspodjela opterećenja ovješениh masa

Uzdužna elastična preraspodjela opterećenja ovješениh masa u izračunu koristi iste parametre kao i ranije spomenuta geometrijska preraspodjela, osim što umjesto visine centra zakretanja oko poprečne osi koristi razliku visine težišta ovješениh masa i visine centra zakretanja. Oznaka preraspodjele je *Long. S Elastic WT* (eng. *Longitudinal suspended mass elastic weight transfer*).

$$\text{Long. S Elastic WT} = \frac{m_{SM} \cdot \text{long. acc.} \cdot 9,81 \cdot (CoG_{SM} - PC)}{WB} \quad (56)$$

$$\text{Long. S Elastic WT} = \frac{1870 \cdot 0,16 \cdot 9,81 \cdot (387 - 344)}{2730}$$

$$\text{Long. S Elastic WT} = 46,23 \text{ N.}$$

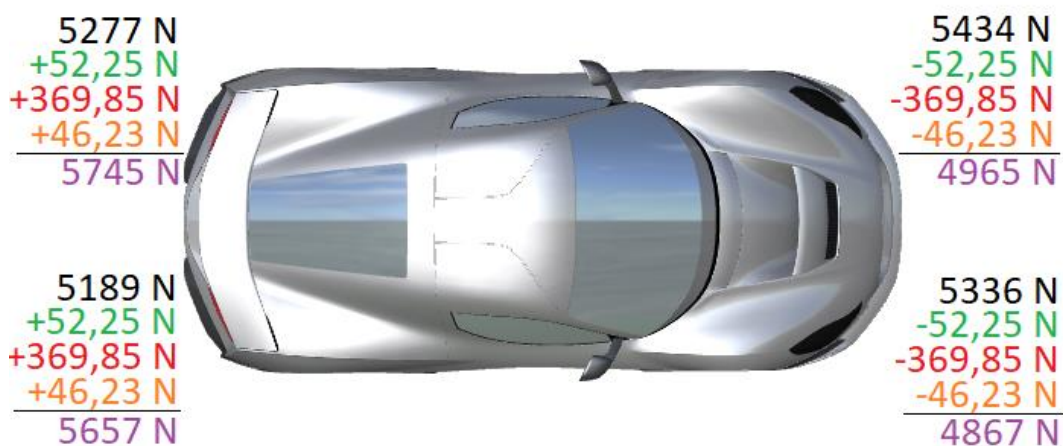
U konačnici, nakon izračunate posljednje vrste uzdužne preraspodjele opterećenja, dobiven je iznos od 46,23 N, što znači da će se prilikom ubrzanja vozila s iznosom uzdužnog ubrzanja od 0,16 g, prednji kotači rasteretiti za 46,23 N pojedinačno, dok će se opterećenje na pojedinom stražnjem kotaču povećati za isti iznos.

5.3.4. Opterećenje pojedinih kotača nakon izračuna uzdužne preraspodjele opterećenja

Nakon provedenih izračuna preraspodjele opterećenja prilikom jednolikog ubrzanja vozila, uzdužnim ubrzanjem od 0,16 g, dobivene su sile koje rasterećuju ili dodatno opterećuju pojedine kotače. S obzirom da je razmatrani slučaj ubrzanja vozila, jasno je za zaključiti da će dinamičko opterećenje na kotačima prednje osovine biti manje nego statičko, a dinamičko opterećenje na kotačima stražnje osovine veće nego statičko. Svako od tri vrste uzdužne preraspodjele opterećenja rezultatski je prikazano drugom bojom, stoga će prikaz opterećenja po kotačima biti jednostavniji i vizualno razumljiviji. U tablici 5. prikazano je statičko opterećenje svih četiri kotača pojedinačno, rezultati uslijed preraspodjele opterećenja te ukupno dinamičko opterećenje svakog kotača uslijed jednolikog ubrzanja vozila. Također, na slici 44. iste brojke prikazane su i slikovno, na pripadajućim kotačima.

Tablica 5. Dinamičko opterećenje kotača nakon uzdužne preraspodjele opterećenja

		Prednji lijevi kotač	Prednji desni kotač
Statičko opterećenje (N)		5434	5336
Long. NSM WT (N)	-	52,25	52,25
Long. S Geom. WT (N)	-	369,85	369,85
Long. S Elastic WT (N)	-	46,23	46,23
Dinamičko opterećenje (N)		4965,67	4867,67
		Stražnji lijevi kotač	Stražnji desni kotač
Statičko opterećenje (N)		5277	5189
Long. NSM WT (N)	+	52,25	52,25
Long. S Geom. WT (N)	+	369,85	369,85
Long. S Elastic WT (N)	+	46,23	46,23
Dinamičko opterećenje (N)		5745,33	5657,33

**Slika 44. Dinamičko opterećenje kotača nakon uzdužne preraspodjele opterećenja**

5.4. Bočna preraspodjela opterećenja

U ovom projektnom zadatku bočno ubrzanje tijekom ustaljenog prolaska kroz desni zavoj iznosi 1,491 g, stoga ima puno veći utjecaj na preraspodjelu opterećenja od uzdužne preraspodjele. Kao i u prethodnom poglavlju, koriste se svi parametri projektnog vozila koji su definirani ranije, a prikazani u tablici 3. Centar zakretanja oko uzdužne osi je različit na prednjoj osovini u odnosu na stražnju osovину. Oba podatka su izmjerena u CAD programskom paketu, na način prikazan na slici 40. Izmjereno je da je visina centra zakretanja oko uzdužne osi na prednjoj osovini (RC_{FRONT}) jednaka 10 mm, dok je na stražnjoj osovini (RC_{REAR}) to 50 mm.

S obzirom da se proračun bazira na kombiniranom uzdužnom ubrzanju uz istovremen ustaljen prolazak kroz desni zavoj, sada statičke sile na pojedinim kotačima neće biti one definirane u tablici 3. dok vozilo stoji, već te vrijednosti poprimaju iznos dinamičkog opterećenja kotača iz ranijeg poglavlja. Tako će se na te dinamičke sile pribrojati bočna preraspodjela opterećenja, a kao rezultat će biti dinamička sila na pojedinom kotaču nakon kombinirane uzdužne i bočne preraspodjele.

U ovom poglavlju, prilikom računanja elastične bočne preraspodjele opterećenja, u obzir se uzimaju opružne komponente ovjesa, koje su i ključan dio ovog projektnog zadatka. Za početak, kao početnu iteraciju, koristit će se podaci o krutosti opruge dobiveni u ranijem poglavlju pomoću željene vlastite frekvencije ovješene masa. Tako će se kombinirati točne karakteristike vozila koje su izračunate i prikazane u tablici 3. te početne vrijednosti krutosti opruge, a kao izlazni parametri će biti dinamička opterećenja kotača, te ono bitnije, krutost prednjeg i stražnjeg kraja vozila, gradijent zakretanja vozila oko uzdužne osi te stvarne frekvencije ovještene i ne ovještene mase. U toj prvoj iteraciji neće se koristiti poprečni stabilizatori. Nakon izvedenog postupka, dobiveni rezultati usporediti će se sa željenim, te s preporukama iz literature za tip vozila u ovom projektnom zadatku. Ukoliko prva iteracija krutosti opruga neće zadovoljavati, postupak se provodi kroz novu iteraciju, s novom krutosti opruga. Nadalje, ukoliko se željene karakteristike neće moći postići samo s oprugama, tada će se uvesti prednji, stražnji ili oba poprečna stabilizatora, te će se postupak izračuna ponoviti. Jednom kada se pronađe zadovoljavajuća krutost opruga i poprečnih stabilizatora, isti će se dimenzionirati prema dobivenim krutostima.

5.4.1. Bočna preraspodjela opterećenja neovješениh masa

Bočna preraspodjela opterećenja ne ovješениh masa u nastavku poprima kraticu *Lat. NSM WT* (eng. *Lateral non suspended mass weight transfer*). U izračun se uzimaju masa neovješениh komponenti posebno prednjeg kraja pa posebno stražnjeg kraja, iznos bočnog ubrzanja, visina težišta neovješene mase te posebno prednji trag kotača, a zatim stražnji trag kotača. Bočna preraspodjela opterećenja neovješениh masa na prednjoj osovini računa se prema izrazu:

$$Lat. NSM WT_{FRONT} = \frac{m_{FRONT,NSM} \cdot lat. acc. \cdot 9,81 \cdot CoG_{NSM}}{FT} \quad (57)$$

$$Lat. NSM WT_{FRONT} = \frac{138,1 \cdot 1,491 \cdot 9,81 \cdot 306}{1685}$$

$$Lat. NSM WT_{FRONT} = 366,82 N.$$

Isti postupak ponavlja se i za stražnju osovину:

$$Lat. NSM WT_{REAR} = \frac{m_{REAR,NSM} \cdot lat. acc. \cdot 9,81 \cdot CoG_{NSM}}{RT} \quad (58)$$

$$Lat. NSM WT_{REAR} = \frac{158,9 \cdot 1,491 \cdot 9,81 \cdot 306}{1663}$$

$$Lat. NSM WT_{REAR} = 427,66 N.$$

Ukoliko se uzme u obzir da je za ovaj proračun pretpostavljen ustaljen prolazak kroz desni zavoј, tada se može zaključiti da će se prilikom preraspodjele opterećenja desni kotači rasteretiti, dok će se na lijevim kotačima opterećenje povećati. Konkretno, nakon izvršenih proračuna, prednji desni kotač rasteretiti će se za 366,82 N dok će se opterećenje na prednjem lijevom kotaču povećati za isti iznos. Nadalje, stražnji desni kotač će se rasteretiti za 427,66 N dok će se opterećenje na stražnjem lijevom kotaču povećati za isti iznos.

5.4.2. Bočna geometrijska preraspodjela opterećenja ovješениh masa

Bočna geometrijska preraspodjela opterećenja još uvijek ne uzima u obzir krutosti opruge i poprečnog stabilizatora, već masu prednjih i stražnjih ovješениh komponenti, iznos bočnog ubrzanja te visinu centra rotacije oko uzdužne osi, posebno prednje, a posebno stražnje osovine. Kratica ove preraspodjele opterećenja je *Lat. S Geom. WT* (eng. *Lateral suspended mass geometric weight transfer*).

Bočna geometrijska preraspodjela opterećenja na prednjoj osovini računa se prema izrazu:

$$\text{Lat. S Geom. } WT_{FRONT} = \frac{m_{FRONT,SM} \cdot \text{lat. acc.} \cdot 9,81 \cdot RC_{FRONT}}{FT} \quad (59)$$

$$\text{Lat. S Geom. } WT_{FRONT} = \frac{940,61 \cdot 1,491 \cdot 9,81 \cdot 10}{1685}$$

$$\text{Lat. S Geom. } WT_{FRONT} = 81,65 \text{ N.}$$

Izraz za stražnju osovину glasi:

$$\text{Lat. S Geom. } WT_{REAR} = \frac{m_{REAR,SM} \cdot \text{lat. acc.} \cdot 9,81 \cdot RC_{REAR}}{RT} \quad (60)$$

$$\text{Lat. S Geom. } WT_{REAR} = \frac{929,39 \cdot 1,491 \cdot 9,81 \cdot 50}{1663}$$

$$\text{Lat. S Geom. } WT_{REAR} = 408,71 \text{ N.}$$

Nakon provedenog proračuna, vidljivo je kako će se u ovom slučaju preraspodjele opterećenja prednji desni kotač rasteretiti za 81,65 N, dok će se opterećenje na prednjem lijevom kotaču povećati za isti iznos. Također, stražnji desni kotač rasteretiti će se za 408,71 N, dok će se opterećenje na stražnjem lijevom kotaču povećati za isti iznos.

5.4.3. Bočna elastična preraspodjela opterećenja ovješениh masa

Bočna elastična preraspodjela opterećenja ovješениh masa u daljnjem tekstu poprima kraticu *Lat. S Elastic WT* (eng. *Lateral suspended mass elastic weight transfer*). Ova preraspodjela osim osnovnih karakteristika vozila poput mase ovješениh komponenti, iznosa bočnog ubrzanja te visine težišta i traga kotača, u obzir uzima i krutost zakretanja ovjesa pojedine osovine. Taj podatak je izravna posljedica krutosti opruge, poprečnog stabilizatora i pneumatika. Krutost zakretanja ovjesa zapravo predstavlja iznos momenta (Nm) koji je potreban da zakrene vozilo na promatranoj osovini za 1° oko uzdužne osi. Pomoću analize te krutosti, te dobivenih frekvencija ovješene i ne ovješene mase kao i dinamičkih opterećenja kotača, definirati će se prikladna krutost opruga i poprečnog stabilizatora. U prvoj iteraciji proračuna koristit će se krutost opruga koja je definirana u ranijem poglavlju, pomoću željene frekvencije ovješениh masa, dok se poprečni stabilizator neće koristiti, no proračun će biti pokazan. Tek naknadno, ukoliko će biti potrebno, dodati će se poprečni stabilizator te će se postupak računanja ponoviti sve dok svi parametri ne zadovolje zahtijevane iznose.

Bočna elastična preraspodjela opterećenja na prednjoj osovini računa se prema izrazu:

$$Lat.S Elastic WT_{FRONT} = \frac{m_{SM} \cdot lat. acc. \cdot 9,81 \cdot \Delta Z \cdot \frac{ART_{FRONT}}{ART_{uk}}}{FT} \quad (61)$$

Bočna elastična preraspodjela opterećenja na stražnjoj osovini računa se prema izrazu:

$$Lat.S Elastic WT_{REAR} = \frac{m_{SM} \cdot lat. acc. \cdot 9,81 \cdot \Delta Z \cdot \frac{ART_{REAR}}{ART_{uk}}}{RT} \quad (62)$$

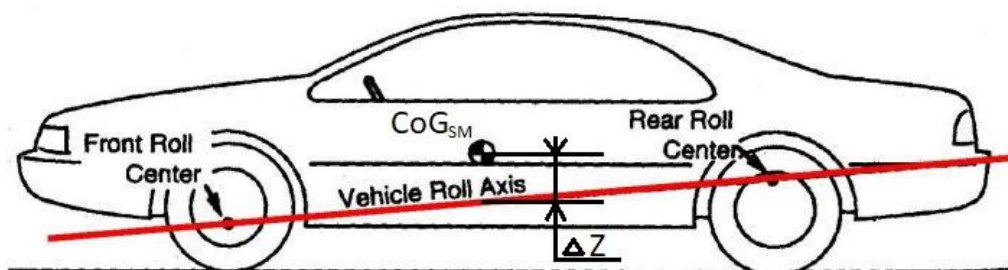
Pri čemu su:

ΔZ – udaljenost između visine težišta ovješene mase i visine centra zakretanja ovješene mase oko uzdužne osi, prikazana na slici 45. [mm] (izmjerena u CAD programskom paketu, te iznosi 357,12 mm), mjereno u YZ ravnini vozila u kojoj se nalazi težište,

ART_{FRONT} – krutost zakretanja prednjeg kraja vozila (eng. *Anti roll torque*, oznaka prema [1]) [Nm/deg],

ART_{REAR} – krutost zakretanja stražnjeg kraja vozila [Nm/deg],

ART_{uk} – ukupna krutost zakretanja vozila (zbrojena prednja i stražnja krutost) [Nm/deg].



Slika 45. Slikovni prikaz Δz veličine

S obzirom da su svi podaci osim krutosti zakretanja prednjeg i stražnjeg kraja vozila ranije definirani i prikazani u tablici 3., u slijedećim koracima računati će se krutost zakretanja vozila s primjenom ranije definiranih krutosti opruga i poprečnih stabilizatora. Prilikom proračuna, u niže navedenim izrazima, ne uvrštava se krutost opruge već krutost ovjesa koja je definirana u ranijem poglavlju pomoću prijenosnog omjera opruge.

Krutost zakretanja prednjeg ovjesa uslijed djelovanja prednjih opruga računa se (potrebno je napomenuti kako se zbog konačne mjerne jedinice, sve duljinske mjere uvrštavaju u metrima):

$$ART_{FRONT,SPRING} = \frac{FT^2 \cdot \tan(1^\circ) \cdot K_{FRONT}}{2} \quad (63)$$

$$ART_{FRONT,SPRING} = \frac{1,685^2 \cdot \tan(1^\circ) \cdot 50000}{2}$$

$$ART_{FRONT,SPRING} = 1239 \text{ Nm/deg.}$$

Krutost zakretanja prednjeg ovjesa uslijed djelovanja prednjeg poprečnog stabilizatora (spomenuto je da se poprečni stabilizator u prvoj iteraciji neće koristiti, stoga će rješenje izraza iznositi 0, no postupak će se ponoviti uvođenjem stabilizatora):

$$ART_{FRONT,ARB} = \frac{FT^2 \cdot \tan(1^\circ) \cdot K_{FRONT,ARB}}{ARB \cdot MR^2} \quad (64)$$

$$ART_{FRONT,ARB} = \frac{1,685^2 \cdot \tan(1^\circ) \cdot 0}{0,7^2}$$

$$ART_{FRONT,ARB} = 0 \text{ Nm/deg.}$$

Krutost zakretanja stražnjeg ovjesa uslijed djelovanja stražnjih opruga:

$$ART_{REAR,SPRING} = \frac{RT^2 \cdot \tan(1^\circ) \cdot K_{REAR}}{2} \quad (65)$$

$$ART_{REAR,SPRING} = \frac{1,663^2 \cdot \tan(1^\circ) \cdot 90000}{2}$$

$$ART_{REAR,SPRING} = 2172 \text{ Nm/deg.}$$

Krutost zakretanja stražnjeg ovjesa uslijed djelovanja stražnjeg poprečnog stabilizatora:

$$ART_{REAR,ARB} = \frac{RT^2 \cdot \tan(1^\circ) \cdot K_{REAR,ARB}}{ARB \cdot MR^2} \quad (66)$$

$$ART_{REAR,ARB} = \frac{1,663^2 \cdot \tan(1^\circ) \cdot 0}{0,7^2}$$

$$ART_{REAR,ARB} = 0 \text{ Nm/deg.}$$

Također, na krutost zakretanja ovjesa oko uzdužne osi, osim krutosti opruga i poprečnog stabilizatora, utječe i krutost pneumatika (K_{TYRE}). Podaci o krutosti dobiveni su od dobavljača, a glase:

- Krutost prednjeg pneumatika: $K_{TYRE,FRONT} = 252 \text{ N/mm}$,
- Krutost stražnjeg pneumatika: $K_{TYRE,REAR} = 273 \text{ N/mm}$.

Sukladno tome, može se izračunati krutost zakretanja prednjeg ovjesa uslijed deformacije prednjeg pneumatika:

$$ART_{FRONT,TYRE} = \frac{FT^2 \cdot \tan(1^\circ) \cdot K_{FRONT,TYRE}}{2} \quad (67)$$

$$ART_{FRONT,TYRE} = \frac{1,685^2 \cdot \tan(1^\circ) \cdot 252000}{2}$$

$$ART_{FRONT,TYRE} = 6244 \text{ Nm/deg.}$$

U konačnici, posljednje se računa krutost zakretanja stražnjeg ovjesa uslijed deformacije stražnjeg pneumatika:

$$ART_{REAR,TYRE} = \frac{RT^2 \cdot \tan(1^\circ) \cdot K_{REAR,TYRE}}{2} \quad (68)$$

$$ART_{REAR,TYRE} = \frac{1,663^2 \cdot \tan(1^\circ) \cdot 273000}{2}$$

$$ART_{REAR,TYRE} = 6589 \text{ Nm/deg.}$$

Nakon izračunatih svih krutosti zakretanja oko uzdužne osi, vrijednosti se mogu zbrojiti kako bi se dobila posebno krutost zakretanja prednje osovine, a posebno stražnje. No postupak se ne sastoji od običnog zbrajanja jer se krutosti opruge i poprečnog stabilizatora smatraju 'paralelnim spojem' koji je 'serijski spojen' na krutost pneumatika. Iz tog razloga, način zbrajanja svih krutosti zakretanja prednje osovine prikazan je slijedećim izrazom:

$$ART_{uk,FRONT} = \frac{(ART_{FRONT,SPRING} + ART_{FRONT,ARB}) \cdot ART_{FRONT,TYRE}}{(ART_{FRONT,SPRING} + ART_{FRONT,ARB}) + ART_{FRONT,TYRE}} \quad (69)$$

$$ART_{uk,FRONT} = \frac{(1239 + 0) \cdot 6244}{(1239 + 0) + 6244}$$

$$ART_{uk,FRONT} = 1033 \text{ Nm/deg.}$$

Na isti način računa se i ukupna krutost zakretanja stražnje osovine oko uzdužne osi vozila:

$$ART_{uk,REAR} = \frac{(ART_{REAR,SPRING} + ART_{REAR,ARB}) \cdot ART_{REAR,TYRE}}{(ART_{REAR,SPRING} + ART_{REAR,ARB}) + ART_{REAR,TYRE}} \quad (70)$$

$$ART_{uk,REAR} = \frac{(2172 + 0) \cdot 6589}{(2172 + 0) + 6589}$$

$$ART_{uk,REAR} = 1633 \text{ Nm/deg.}$$

Zbog bolje preglednosti, sve krutosti zakretanja oko uzdužne osi prikazane su u tablici 6.

Tablica 6. Krutosti zakretanja oko uzdužne osi

	Krutost zakretanja [Nm/deg]	Postotak [%]
Krutost uslijed djelovanja prednjih opruga	1239	
Krutost uslijed djelovanja prednjeg stabilizatora	0	
Krutost uslijed deformacije prednjeg pneumatika	6244	
Ukupna krutost zakretanja na prednjoj osovini	1033	38,8
Krutost uslijed djelovanja stražnje opruge	2172	
Krutost uslijed djelovanja stražnjeg stabilizatora	0	
Krutost uslijed deformacije stražnjeg pneumatika	6589	
Ukupna krutost zakretanja na stražnjoj osovini	1633	61,2

Nakon svih provedenih proračuna i prikaza rezultata krutosti zakretanja oko uzdužne osi, potrebno se ponovno vratiti na izraze (61) i (62), uvrstiti dobivene brojeve te izračunati bočnu elastičnu preraspodjelu opterećenja ovješениh masa. Pa je tako bočna elastična preraspodjela opterećenja na prednjoj osovini:

$$\text{Lat. S Elastic } WT_{FRONT} = \frac{1870 \cdot 1,491 \cdot 9,81 \cdot 357,12 \cdot \frac{1033}{1033 + 1633}}{1685}$$

$$\text{Lat. S Elastic } WT_{FRONT} = 2246 \text{ N.}$$

Bočna elastična preraspodjela opterećenja na stražnjoj osovini računa se:

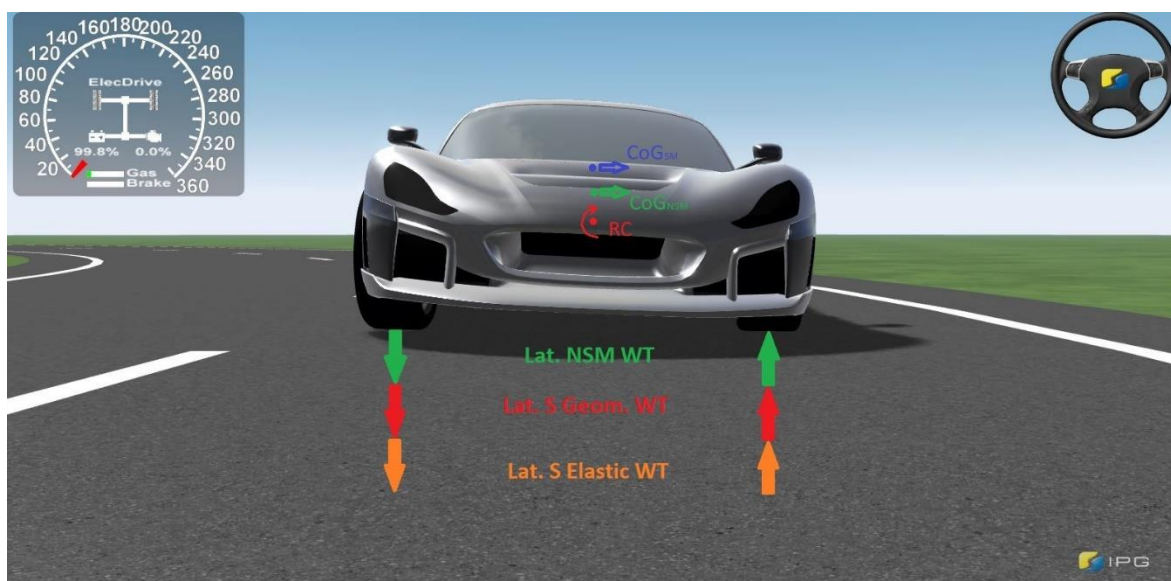
$$\text{Lat. S Elastic } WT_{REAR} = \frac{1870 \cdot 1,491 \cdot 9,81 \cdot 357,12 \cdot \frac{1633}{1033 + 1633}}{1663}$$

$$\text{Lat. S Elastic } WT_{REAR} = 3598 \text{ N.}$$

Promotre li se dobiveni izrazi, može se zaključiti da će se prilikom ove preraspodjele opterećenja, prednji desni kotač rasteretiti za iznos od 2246 N, dok će opterećenje na prednjem lijevom kotaču porasti za isti iznos. Također, stražnji desni kotač će se rasteretiti za iznos od 3598 N, dok će opterećenje na stražnjem lijevom porasti za isti iznos. Dobiveni podaci prikazani su u tablici 7, dok je slikovni prikaz bočne preraspodjele opterećenja prikazan na slici 46.

Tablica 7. Dinamička opterećenja pojedinih kotača pri najnepovoljnijem opterećenju vozila

		Prednji lijevi kotač		Prednji desni kotač
Statičko opterećenje (N)		4965		4867
<i>Lat. NSM WT (N)</i>	+	366,82	-	366,82
<i>Lat. S Geom. WT (N)</i>	+	81,65	-	81,65
<i>Lat. S Elastic WT (N)</i>	+	2246	-	2246
Dinamičko opterećenje (N)		7659,47		2172,53
		Stražnji lijevi kotač		Stražnji desni kotač
Statičko opterećenje (N)		5745		5657
<i>Lat. NSM WT (N)</i>	+	427,66	-	427,66
<i>Lat. S Geom. WT (N)</i>	+	408,71	-	408,71
<i>Lat. S Elastic WT (N)</i>	+	3598	-	3598
Dinamičko opterećenje (N)		10179,37		1222,63



Slika 46. Slikovni prikaz bočne preraspodjele opterećenja

5.5. Određivanje kuta zakretanja vozila oko uzdužne osi

Kut zakretanja vozila oko uzdužne osi još je jedna stavka koja je bitan faktor pri optimizaciji krutosti komponenti ovjesa. Prema preporuci iz [1], ovo projektno vozilo spada u kombinaciju sportskih i natjecateljskih vozila zbog svojih performansi, stoga se preporučuje iznos gradijenta kuta zakretanja vozila između 1,0 i 2,0 stupnjeva za iznos bočnog ubrzanja od 1 g. S obzirom na konfiguraciju projektnog vozila i nisko težište, pretpostavka je da će iznos kuta zakretanja biti vrlo nizak. U slijedećem izrazu računa se iznos kuta zakretanja vozila oko uzdužne osi prilikom ustaljenog prolaska kroz desni zavoj bočnim ubrzanjem od 1,491 g:

$$\text{Kut zakretanja} = \frac{M_{SM}}{ART_{uk,FRONT} + ART_{uk,REAR}} \quad (71)$$

Gdje se javlja nova nepoznanica M_{SM} [Nm], a ona predstavlja moment koji nastaje uslijed djelovanja ovješene mase vozila na ranije definiranom kraku ΔZ :

$$M_{SM} = m_{SM} \cdot lat. acc. \cdot 9,81 \cdot \Delta Z \quad (72)$$

$$M_{SM} = 1870 \cdot 1,491 \cdot 9,81 \cdot 0,35712$$

$$M_{SM} = 9768 \text{ Nm.}$$

Dobiveni iznos momenta potrebno je uvrstiti u izraz 71 te izračunati kut zakretanja vozila:

$$\text{Kut zakretanja} = \frac{9768}{1033 + 1633}$$

$$\text{Kut zakretanja} = 3,66^\circ.$$

Podjeli li se dobiveni iznos kuta zakretanja s iznosom bočnog ubrzanja kojim se ustaljeno prolazi kroz zavoj, dobiva se gradijent kuta zakretanja tj. kut zakretanja vozila oko uzdužne osi uslijed bočnog ubrzanja od 1 g.

$$\text{Gradijent kuta zakretanja} = \frac{3,66}{1,491}$$

$$\text{Gradijent kuta zakretanja} = 2,45 \text{ }^\circ/\text{g}.$$

5.6. Izračun frekvencija ovješene i neovješene mase

Na kraju cijelog proračuna i definiranih svih karakteristika komponenti ovjesa, mogu se izračunati točne frekvencije ovješene i neovješene mase prednjeg i stražnjeg kraja vozila. Za taj izračun nedostaju još dva podatka, a to su krutost prednjeg ovjesa u serijskom spoju s pneumatikom ($K_{FRONT,uk}$), te krutost stražnjeg ovjesa u serijskom spoju s pneumatikom ($K_{REAR,uk}$).

$$K_{FRONT,uk} = \frac{K_{FRONT} \cdot K_{FRONT,TYRE}}{K_{FRONT} + K_{FRONT,TYRE}} \quad (73)$$

$$K_{FRONT,uk} = \frac{50 \cdot 252}{50 + 252}$$

$$K_{FRONT,uk} = 41,72 \text{ N/mm}$$

$$K_{REAR,uk} = \frac{K_{REAR} \cdot K_{REAR,TYRE}}{K_{REAR} + K_{REAR,TYRE}} \quad (74)$$

$$K_{REAR,uk} = \frac{90 \cdot 273}{90 + 273}$$

$$K_{REAR,uk} = 67,68 \text{ N/mm}$$

Sada se može izračunati frekvencija prednjih neovješениh masa prema izrazu:

$$f_{FRONT,NSM} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{FRONT,TYRE} \cdot 1000}{\frac{m_{FRONT,NSM}}{2}}} \quad (75)$$

$$f_{FRONT,NSM} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{252 \cdot 1000}{\frac{138,1}{2}}}$$

$$f_{FRONT,NSM} = 9,61 \text{ Hz.}$$

Frekvencija stražnjih neovješanih masa glasi:

$$f_{REAR,NSM} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{REAR,TYRE} \cdot 1000}{\frac{m_{REAR,NSM}}{2}}} \quad (76)$$

$$f_{REAR,NSM} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{273 \cdot 1000}{\frac{158,9}{2}}}$$

$$f_{REAR,NSM} = 9,32 \text{ Hz.}$$

Nakon frekvencije neovješanih masa, računa se frekvencija prednjih ovješanih masa:

$$f_{FRONT,SM} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{FRONT,uk} \cdot 1000}{\frac{m_{FRONT,SM}}{2}}} \quad (77)$$

$$f_{FRONT,SM} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{41,72 \cdot 1000}{\frac{940,61}{2}}}$$

$$f_{FRONT,SM} = 1,49 \text{ Hz.}$$

Posljednja stavka koju je potrebno izračunati je frekvencija stražnjih ovješanih masa a ona glasi:

$$f_{REAR,SM} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{REAR,uk} \cdot 1000}{\frac{m_{REAR,SM}}{2}}} \quad (78)$$

$$f_{REAR,SM} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{67,68 \cdot 1000}{\frac{929,39}{2}}}$$

$$f_{REAR,SM} = 1,92 \text{ Hz.}$$

5.7. Optimizacija krutosti opruga i poprečnih stabilizatora

U ranijim poglavljima izračunate su sve karakteristike vozila koje su bitne za definiranje krutosti opruga i poprečnih stabilizatora. Konkretno, prva iteracija krutosti navedenih komponenti bila je ulazni parametar za točne izračune preraspodjele opterećenja, dinamičkih opterećenja kotača, krutosti zakretanja oko uzdužne osi, kuta zakretanja oko uzdužne osi, te frekvencije ovješениh i neovješениh masa u konačnici. Sve ove izlazne veličine potrebno je razmotriti, usporediti s ciljanim vrijednostima te preporukama iz literature i donijeti zaključak o točnosti prve iteracije krutosti opruga i stabilizatora. Prilikom optimizacije, optimiranje ne koristi posebnu metodu ili optimizacijski algoritam, nego se radi o iterativnom procesu kako bi se postigle što optimalnije vrijednosti traženih parametara.

- Pogledom na tablicu 7. te dobivena dinamička opterećenja pojedinih kotača, uočava se da se prilikom proračunatog najnepovoljnijeg opterećenja vozila i dalje zadržava više od 1200 N na stražnjem desnom (unutarnjem) kotaču, te više od 2100 N na prednjem desnom kotaču, što može ukazati na korištenje opruga veće krutosti.
- Također, u tablici 7. je vidljivo da stražnja osovina prenosi više opterećenja sa unutarnjeg kotača na vanjski u odnosu na prednju osovину, što je ne povoljniji slučaj. Kod vozila poput projektnog vozila, preporučljivo je da prednja osovina prenosi više, zbog upravljivosti prednjih kotača. Razlika u krutosti osovina može se potkrijepiti i rezultatima krutosti zakretanja oko uzdužne osi, prikazanim u tablici 6. Rezultati govore da krutost zakretanja oko uzdužne osi na prednjoj osovini iznosi 38,8 % ukupnog zakretanja, dok krutost zakretanja na stražnjoj osovini iznosi 61,2 % ukupnog zakretanja. Ova pojava ukazuje na moguću potrebnu ugradnju prednjeg poprečnog stabilizatora koji bi ukrotio prednju osovину te tako doveo preraspodjelu opterećenja u povoljniji oblik.
- Izračunom je dobiveno da kut zakretanja vozila oko uzdužne osi uslijed najnepovoljnijeg opterećenja iznosi $3,66^\circ$, dok je gradijent kuta zakretanja $2,45 \text{ }^\circ/\text{g}$. Prema [1], za projektni tip vozila, preporuča se vrijednost gradijenta kuta zakretanja između $1,0$ i $2,0 \text{ }^\circ/\text{g}$, što znači da je moguća potrebna ugradnju opruga veće krutosti na vozilo.
- Ranije u projektnom zadatku je navedeno kako literatura preporučuje frekvenciju neovješениh masa u rasponu od 5 do 20 Hz. U tom poglavlju je na temelju pretpostavljenih karakteristika vozila izračunata frekvencija neovješениh masa na obje osovine u iznosu od 4,49 Hz. No u poglavlju 5.6. korištene su točne definirane

karakteristike vozila, što je rezultiralo frekvencijama neovješene mase u iznosu od 9,61 i 9,32 Hz, što je u skladu sa preporukama, te zadovoljava ciljeve.

- Kao zadnja relevantna stavka koja ukazuje na povoljan odabir krutosti komponenta je frekvencija ovješene masa. Ciljana frekvencija ovješene masa prednje osovine je 1,65 Hz, a stražnje osovine 2,15 Hz. U poglavlju 5.6. dobiveni su iznosi od 1,49 i 1,92 Hz što također ukazuje na moguću potrebnu ugradnju opruga veće krutosti na vozilo.

Sumirajući sve navedene pokazatelje ispravnosti odabira krutosti komponenti, jasno se vidi potreba za odabirom opruga veće krutosti, kao i mogućom potrebom za ugradnjom prednjeg poprečnog stabilizatora. Bitno je da se dvije velike promjene ne rade u isto vrijeme, stoga će se prvo cijeli postupak proračuna provesti ponovno, iterirajući samo krutosti prednje i stražnje opruge, a nakon toga u obzir će se uzeti potreba za stabilizatorom.

Provedbom cijelog postupka proračuna te iteracijama različitih krutosti opruga, odabrane su slijedeće krutosti, a u nastavku su prikazani svi izlazni parametri koji su se promijenili sukladno promjenama opruga:

$$K_{FRONT,SPRING} = 80 \text{ N/mm},$$

$$K_{REAR,SPRING} = 155 \text{ N/mm}.$$

Tablica 8. Dinamička opterećenja kotača nakon optimizacije krutosti opruga

		Prednji lijevi kotač		Prednji desni kotač
Statičko opterećenje (N)		4965		4867
<i>Lat. NSM WT (N)</i>	+	366,82	-	366,82
<i>Lat. S Geom. WT (N)</i>	+	81,65	-	81,65
<i>Lat. S Elastic WT (N)</i>	+	2206	-	2206
Dinamičko opterećenje (N)		7619,47		2212,53
		Stražnji lijevi kotač		Stražnji desni kotač
Statičko opterećenje (N)		5745		5657
<i>Lat. NSM WT (N)</i>	+	427,66	-	427,66
<i>Lat. S Geom. WT (N)</i>	+	408,71	-	408,71
<i>Lat. S Elastic WT (N)</i>	+	3639	-	3639
Dinamičko opterećenje (N)		10220,37		1181,63

Tablica 9. Krutosti zakretanja oko uzdužne osi nakon optimizacije krutosti opruga

	Krutost zakretanja [Nm/deg]	Postotak [%]
Krutost uslijed djelovanja prednjih opruga	1579	
Krutost uslijed djelovanja prednjeg stabilizatora	0	
Krutost uslijed deformacije prednjeg pneumatika	6244	
Ukupna krutost zakretanja na prednjoj osovini	1260,64	38,1
Krutost uslijed djelovanja stražnje opruge	2980	
Krutost uslijed djelovanja stražnjeg stabilizatora	0	
Krutost uslijed deformacije stražnjeg pneumatika	6589	
Ukupna krutost zakretanja na stražnjoj osovini	2052,43	61,9

$$\text{Gradijent kuta zakretanja} = 1,97 \text{ } ^\circ/g,$$

$$f_{FRONT,SM} = 1,65 \text{ Hz},$$

$$f_{REAR,SM} = 2,15 \text{ Hz}.$$

Dobivenim rezultatima nakon optimizacije krutosti opruge uočljivo je kako su gradijent kuta zakretanja te vlastite frekvencije ovješениh masa na prednjoj i stražnjoj osovini došle do ciljanih iznosa te u potpunosti zadovoljavaju iskustvene pretpostavke te preporuke literature.

S druge strane, problem kod preraspodjele opterećenja i krutosti zakretanja vozila i dalje je vidljiv tako što je utjecaj krutosti zakretanja na prednjoj osovini u odnosu na ukupni iznos, prenizak. Sada je jasno vidljiva potreba za ugradnjom prednjeg poprečnog stabilizatora kako bi se balans krutosti prednje i stražnje osovine doveo u odgovarajuće područje. Ponavljanjem postupka proračuna i iteracijom krutosti prednjeg poprečnog stabilizatora, na temelju izlaznih rezultata, odabrana je slijedeća vrijednost:

$$\mathbf{K}_{FRONT,ARB} = 20 \text{ N/mm}.$$

Tablica 10. Dinamička opterećenja kotača nakon optimizacije krutosti stabilizatora

		Prednji lijevi kotač		Prednji desni kotač
Statičko opterećenje (N)		4965		4867
<i>Lat. NSM WT (N)</i>	+	366,82	-	366,82
<i>Lat. S Geom. WT (N)</i>	+	81,65	-	81,65
<i>Lat. S Elastic WT (N)</i>	+	3054	-	3054
Dinamičko opterećenje (N)		8467,47		1364,53
		Stražnji lijevi kotač		Stražnji desni kotač
Statičko opterećenje (N)		5745		5657
<i>Lat. NSM WT (N)</i>	+	427,66	-	427,66
<i>Lat. S Geom. WT (N)</i>	+	408,71	-	408,71
<i>Lat. S Elastic WT (N)</i>	+	2780	-	2780
Dinamičko opterećenje (N)		9361,37		2040,63

Tablica 11. Krutost zakretanja oko uzdužne osi nakon optimizacije poprečnog stabilizatora

	Krutost zakretanja [Nm/deg]	Postotak [%]
Krutost uslijed djelovanja prednjih opruga	1579	
Krutost uslijed djelovanja prednjeg stabilizatora	2021	
Krutost uslijed deformacije prednjeg pneumatika	6244	
Ukupna krutost zakretanja na prednjoj osovini	2284,04	52,6
Krutost uslijed djelovanja stražnje opruge	2980	
Krutost uslijed djelovanja stražnjeg stabilizatora	0	
Krutost uslijed deformacije stražnjeg pneumatika	6589	
Ukupna krutost zakretanja na stražnjoj osovini	2052,43	47,3

$$\text{Gradijent kuta zakretanja} = 1,51 \text{ } ^\circ/g,$$

$$f_{FRONT,SM} = 1,65 \text{ Hz},$$

$$f_{REAR,SM} = 2,15 \text{ Hz}.$$

Završnom optimizacijom krutosti prednjeg poprečnog stabilizatora frekvencije su ostale nepromijenjene te i dalje zadovoljavaju. Gradijent kuta zakreta se smanjio no i dalje je na sredini željenog područja. Ono što je bitno za uočiti je promjena krutosti zakretanja oko uzdužne osi, te sada krutost zakretanja na prednjoj osovini ima približno 5 % veći utjecaj u ukupnoj krutosti zakretanja vozila u odnosu na stražnju osovину, što u potpunosti zadovoljava ciljane vrijednosti, te samim time daje traženu preraspodjelu opterećenja prikazanu u tablici 10. S dobivenim iznosima krutosti prednje i stražnje opruge te prednjeg poprečnog stabilizatora vrši se dimenzioniranje tih komponenti u nastavku projektnog zadatka. Sumirani iznosi krutosti su:

$$\mathbf{K_{FRONT,SPRING} = 80 \text{ N/mm},}$$

$$\mathbf{K_{REAR,SPRING} = 155 \text{ N/mm},}$$

$$\mathbf{K_{FRONT,ARB} = 20 \text{ N/mm}.}$$

5.8. Dimenzioniranje opruga prema optimiranim krutostima

Nakon provedenog cjelokupnog proračuna ovjesa, u ranijem poglavlju su navedene krutosti opruga prema kojima će se vršiti dimenzioniranje. Dimenzioniranje se izvodi izrazima navedenim u poglavlju 4.2. Prvo je potrebno pretpostaviti promjer žice i srednji promjer zavojnice, a zatim pomoću izraza (37) izračunati broj aktivnih zavoja opruge. Nadalje, računa se ukupni broj zavoja, a u konačnici duljina opruge i naprezanja. Ukoliko odabrani promjeri ne zadovoljavaju, iterativnim postupkom se proračun ponavlja, dok se ne postigne željeni rezultat.

Opruge je moguće kupiti prema standardu proizvođača, no zbog karakterističnih specifikacija projektnog vozila, opruge će se izraditi prema niže navedenim podacima.

Zbog velike mase vozila, a ujedno visokih performansi i dinamičkih opterećenja na kotače i opruge, prilikom proizvodnje koristiti će se vatrootporni čelik za opruge prema DIN 17225, 67 SiCr 5. Taj materijal ima visoka mehanička svojstva u odnosu na ostale materijale za opruge, te mu tako vlačna čvrstoća prelazi 1500 N/mm^2 .

5.8.1. Dimenzioniranje prednje opruge

Iterativnim postupkom određivanja promjera žice prednje opruge, kao i srednjeg promjera zavojnice, u konačni proračun se ulazi sa slijedeće odabranim veličinama:

$$K_{FRONT,SPRING} = 80 \text{ N/mm},$$

$$d = 12,4 \text{ mm},$$

$$D = 79 \text{ mm}.$$

Broj aktivnih zavoja opruge računa se:

$$i_f = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot K_{SPRING}} \quad (79)$$

$$i_f = \frac{80000 \cdot 12,4^4}{8 \cdot 79^3 \cdot 80}$$

$$i_f = 6.$$

Iz toga proizlazi da je ukupni broj zavoja opruge:

$$i_{uk} = i_f + 2 \quad (80)$$

$$i_{uk} = 8.$$

Duljina potpuno stlačene opruge iznosi:

$$L_2 = d \cdot i_{uk} \quad (81)$$

$$L_2 = 12,4 \cdot 8$$

$$L_2 = 99 \text{ mm}.$$

Nadalje, pomoću definiranih vertikalnih pomaka kotača, određeno je da opruga mora imati duljinu uslijed statičkog opterećenja u iznosu od $L_1 = 166 \text{ mm}$, te duljinu u rasterećenom stanju u iznosu od $L_0 = 242 \text{ mm}$.

Na kraju je potrebno provjeriti i naprezanje u opruzi uslijed najvećeg dinamičkog opterećenja opruge. Taj podatak se određuje pomoću najvećeg dinamičkog opterećenja kotača prikazanog u tablici 10. i prijenosnog omjera opruge, a ono glasi:

$$F_{SPRING} = F_{FL} \cdot MR \quad (82)$$

$$F_{SPRING} = 8467 \cdot 1,12$$

$$F_{SPRING} = 9483 \text{ N}.$$

Naprezanje tada glasi:

$$\tau_i = \frac{8 \cdot D \cdot F_{SPRING}}{\pi \cdot d^3} \quad (83)$$

$$\tau_i = \frac{8 \cdot 79 \cdot 9483}{\pi \cdot 12,4^3}$$

$$\tau_i = 1000 \text{ N/mm}^2.$$

Prije računanja maksimalnog torzijskog naprezanja potrebno je odrediti dimenzijski faktor opruge iz [2]:

$$\left(Za \frac{D}{d} = \frac{79}{12,4} = 6,3 \right) k = 1,23.$$

Sada, kada su svi podaci poznati, zbog sigurnosti se računa i maksimalno torzijsko naprezanje opruge:

$$\tau_k = k \cdot \tau_i \quad (84)$$

$$\tau_k = 1,23 \cdot 1000 \quad (85)$$

$$\tau_k = 1230 \text{ N/mm}^2.$$

Sukladno odabranim dimenzijama i provedenom proračunu, opruga zadovoljava te se može proizvesti iz odabranog materijala, a prema odabranim dimenzijama i dobivenoj krutosti.

5.8.2. Dimenzioniranje stražnje opruge

Iterativnim postupkom određivanja promjera žice prednje opruge, kao i srednjeg promjera zavojnice, u konačni proračun se ulazi sa slijedeće odabranim veličinama:

$$K_{REAR,SPRING} = 155 \text{ N/mm},$$

$$d = 12,8 \text{ mm},$$

$$D = 70 \text{ mm}.$$

Broj aktivnih zavoja opruge iznosi:

$$i_f = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot K_{REAR}} \quad (86)$$

$$i_f = \frac{80000 \cdot 12,8^4}{8 \cdot 70^3 \cdot 155}$$

$$i_f = 5.$$

Ukupni broj zavoja opruge je tada:

$$i_{uk} = i_f + 2 \quad (87)$$

$$i_{uk} = 5 + 2$$

$$i_{uk} = 7.$$

Duljina potpuno stlačene opruge iznosi:

$$L_2 = d \cdot i_{uk} \quad (88)$$

$$L_2 = 12,8 \cdot 7$$

$$L_2 = 89,6 \text{ mm}.$$

Nadalje, pomoću definiranih vertikalnih pomaka kotača, određeno je da opruga mora imati duljinu uslijed statičkog opterećenja u iznosu od $L_1 = 157 \text{ mm}$, te duljinu u rasterećenom stanju u iznosu od $L_0 = 195 \text{ mm}$.

Sila u stražnjoj lijevoj opruzi, potrebna za proračun naprezanja iznosi:

$$F_{SPRING} = F_{RL} \cdot MR \quad (89)$$

$$F_{SPRING} = 9362 \cdot 1,12$$

$$F_{SPRING} = 10486 \text{ N}.$$

Naprezanje tada glasi:

$$\tau_i = \frac{8 \cdot D \cdot F_{SPRING}}{\pi \cdot d^3} \quad (90)$$

$$\tau_i = \frac{8 \cdot 70 \cdot 10486}{\pi \cdot 12,8^3}$$

$$\tau_i = 891 \text{ N/mm}^2.$$

Prije računanja maksimalnog torzijskog naprezanja potrebno je odrediti dimenzijski faktor opruge iz [2]:

$$\left(Za \frac{D}{d} = \frac{70}{12,8} = 5,4 \right) k = 1,27.$$

Sada, kada su svi podaci poznati, zbog sigurnosti se računa i maksimalno torzijsko naprezanje opruge:

$$\tau_k = k \cdot \tau_i \quad (91)$$

$$\tau_k = 1,27 \cdot 891 \quad (92)$$

$$\tau_k = 1132 \text{ N/mm}^2.$$

Sukladno odabranim dimenzijama i provedenom proračunu, opruga zadovoljava te se može proizvesti iz odabranog materijala, a prema odabranim dimenzijama i dobivenoj krutosti.

5.9. Dimenzioniranje prednjeg poprečnog stabilizatora

Jednom kada se definira potrebna krutost poprečnog stabilizatora, tada se postupak dimenzioniranja istog svodi na iterativno pretpostavljanje dimenzija stabilizatora navedenih i opisanih na slici 31. u poglavlju 4.3. Dimenzije stabilizatora trebaju zadovoljiti traženu krutosti no također i smještaj na vozilu, te prijenosni omjer. Opisani postupak izvodi se prema ranije navedenom izrazu:

$$K_{ARB} = \frac{\frac{30,5 \cdot OD^4}{5,71}}{(6,57 \cdot 10^{-4} \cdot A^2 \cdot B) + (3,5 \cdot 10^{-4} \cdot C^3)} \quad (93)$$

Provedbom iterativnog postupka i proračuna, u nastavku se prikazuju samo konačne odabrane veličine:

$$A = 160 \text{ mm,}$$

$$B = 1335 \text{ mm,}$$

$$C = 180 \text{ mm,}$$

$$OD = 17,4 \text{ mm.}$$

Uvrste li se te veličine u izraz (93) dobiva se:

$$K_{ARB} = \frac{\frac{30,5 \cdot 17,4^4}{5,71}}{(6,57 \cdot 10^{-4} \cdot 160^2 \cdot 1335) + (3,5 \cdot 10^{-4} \cdot 180^3)}$$

$$K_{ARB} = 19,99 \text{ N/mm.}$$

Duljina hoda kraka (L_2) izračunati će se uz pomoć prijenosnog omjera stabilizatora i željenog maksimalnog iznosa vertikalnog hoda kotača. S obzirom da je poprečni stabilizator prihvaćen na donje rame ovjesa u istoj točki kao i amortizer s oprugom, prijenosni omjer je isti kao i kod opruge te iznosi 1,12. Maksimalni vertikalni hod kotača iznosi 125 mm. Iz toga slijedi:

$$L_2 = \frac{125}{1,12}$$

$$L_2 = 111,6 \text{ mm.}$$

Prilikom maksimalnog hoda kotača i uvijanja stabilizatora djeluje najveća sila na kraku koja opterećuje stabilizator:

$$F = K_{ARB} \cdot L_2 \quad (94)$$

$$F = 20 \cdot 111,6$$

$$F = 2232 \text{ N.}$$

Usljed djelovanja te sile na kraku A, u poprečnom stabilizatoru javlja se moment:

$$T = F \cdot A \quad (95)$$

$$T = 2232 \cdot 160$$

$$T = 357120 \text{ Nmm.}$$

Prije računanja naprezanja stabilizatora potrebno je odrediti moment otpora presjeka pri uvijanju:

$$W_t = 0,2 \cdot OD^3 \quad (96)$$

$$W_t = 0,2 \cdot 17,4^3$$

$$W_t = 1054 \text{ mm}^3.$$

U konačnici, računa se naprezanje stabilizatora pri uvijanju prema izrazu:

$$\tau = \frac{T}{W_t} \quad (97)$$

$$\tau = \frac{357120}{1054}$$

$$\tau = 339 \text{ N/mm}^2.$$

Za materijal izrade prednjeg poprečnog stabilizatora odabran je 50 CrV 4, koji prema [2] ima maksimalno dopušteno naprezanje:

$$\tau_{dop} = 400 \text{ N/mm}^2.$$

S obzirom da je dopušteno naprezanje veće od dobivenog maksimalnog, definirana krutost i dimenzije stabilizatora zadovoljavaju te se isti može proizvesti iz odabranog materijala.

6. ODREĐIVANJE KARAKTERISTIKA AMORTIZERA

6.1. Određivanje karakteristika prednjeg amortizera

U poglavlju 4.4. izrazima je pokazano određivanje karakteristika amortizera. Nakon cjelokupnog provedenog proračuna isti se postupak ponavlja s definiranim karakteristikama vozila. Prvo je potrebno izračunati kritično prigušenje prednjeg ovjesa prema izrazu:

$$C_{crit} = \frac{2 \cdot \sqrt{K_{FRONT} \cdot \frac{m_{FRONT,SM}}{2}}}{1000} \quad (98)$$

$$C_{crit} = \frac{2 \cdot \sqrt{63775 \cdot \frac{940,61}{2}}}{1000}$$

$$C_{crit} = 10,95 \frac{N}{mm \cdot s}$$

Nadalje, kao što je ranije spomenuto, omjer prigušenja se za ovo projektno vozilo odabire prema [1], te iznosi 0,6 u oba smjera vertikalnog gibanja kotača. To znači da će definirani amortizer imati isti iznos prigušenja prilikom vertikalnog gibanja kotača prema gore, te prema dolje. Sukladno tome, računa se iznos prigušenja na mjestu kontakta gume i podloge:

$$C = \zeta \cdot C_{crit} \quad (99)$$

$$C = 0,6 \cdot 10,95$$

$$C = 6,57 \frac{N}{mm \cdot s}$$

Sada se pomoću prijenosnog omjera može izračunati prigušenje amortizera. S obzirom da je amortizer ugrađena opruga, njihov prijenosni omjer je jednak. Prigušenje amortizera glasi:

$$C_{FRONT,damper} = C \cdot MR^2 \quad (100)$$

$$C_{FRONT,damper} = 6,57 \cdot 1,12^2$$

$$C_{FRONT,damper} = 8,24 \frac{N}{mm \cdot s}$$

Teorijska amplituda koja bi se događala beskonačno dugo u sustavu bez prigušenja, te amplituda u ovisnosti o vremenu nakon pobude u sustavu s prigušenjem se ovdje neće računati jer o tome ne ovisi dimenzioniranje amortizera. Navedene veličine dobivaju se računalnim simulacijama te su pokazatelj ispravno dimenzioniranih iznosa prigušenja amortizera.

6.2. Određivanje karakteristika stražnjeg amortizera

Kao i u prethodnom poglavlju, prvo je potrebno izračunati kritično prigušenje, ali ovaj puta stražnjeg ovjesa. Izraz glasi:

$$C_{crit} = \frac{2 \cdot \sqrt{K_{REAR} \cdot \frac{m_{REAR,SM}}{2}}}{1000} \quad (101)$$

$$C_{crit} = \frac{2 \cdot \sqrt{123565 \cdot \frac{929,39}{2}}}{1000}$$

$$C_{crit} = 15,15 \frac{N}{\frac{mm}{s}}$$

Iznos prigušenja na mjestu kontakta gume i podloge je tada:

$$C = \zeta \cdot C_{crit} \quad (102)$$

$$C = 0,6 \cdot 15,15$$

$$C = 9,09 \frac{N}{\frac{mm}{s}}$$

U konačnici, posljednja karakteristika koja se računa je iznos prigušenja stražnjeg amortizera, prema izrazu:

$$C_{REAR,damper} = C \cdot MR^2 \quad (103)$$

$$C_{REAR,damper} = 9,09 \cdot 1,12^2$$

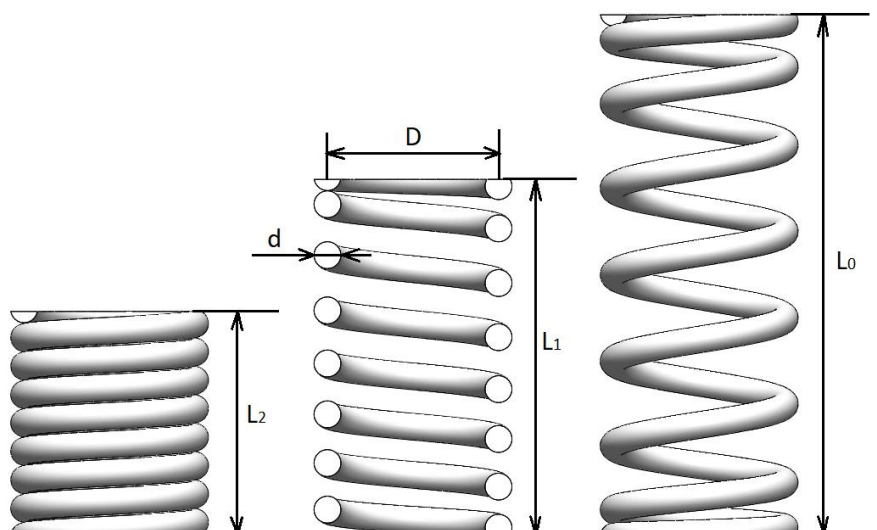
$$C_{REAR,damper} = 11,4 \frac{N}{\frac{mm}{s}}$$

Nakon što su definirani iznosi prigušenja prednjih i stražnjih amortizera, može se smatrati da je proračun opružno prigušnih komponenti vozila, na način odabran u ovom projektnom zadatku završio. S tim podacima se potom izrađuje model vozila u programskom paketu za računalne simulacije dinamike vozila, te se provjerava ispravnost izračunatih veličina.

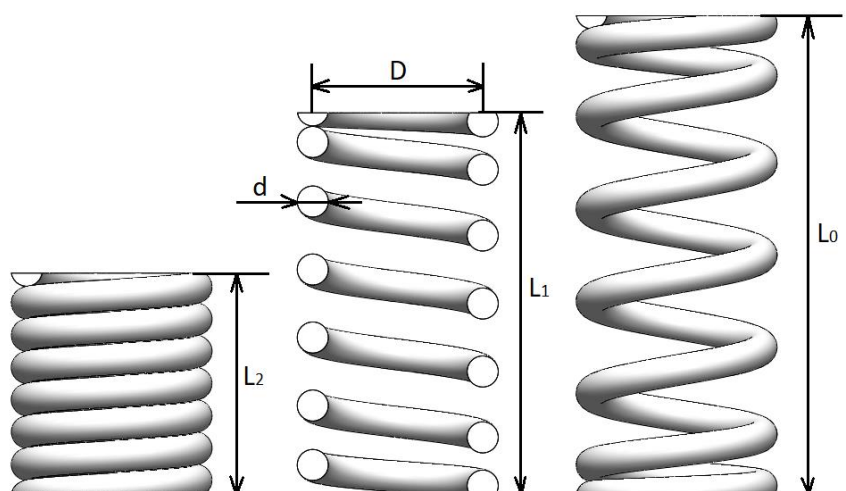
Odabir proizvođača i dobavljača amortizera biti će prikazan u slijedećem poglavlju.

7. PRIKAZ DIMENZIONIRANIH OPRUŽNO PRIGUŠNIH KOMPONENTI TE NJIHOV SMJEŠTAJ U OVJESU VOZILA

Završetkom proračuna u ranijim poglavljima, definirane su sve karakteristike opružno prigušnih komponenti vozila. Opruge su dimenzionirane prema potrebnoj krutosti, a dimenzije su iterativnim postupkom definirane. S obzirom da se opruge izrađuju iz odabranog materijala, a ne kupuju, iste su konstruirane u CAD programskom paketu te su slikovno prikazane u nastavku. Slika 47. tako prikazuje prednju oprugu u sve tri proračunske duljine, dok slika 48. prikazuje stražnju oprugu na isti način. Pogleda li se broj zavoja opruge, vidljivo je da je u skladu sa proračunskim iznosom.

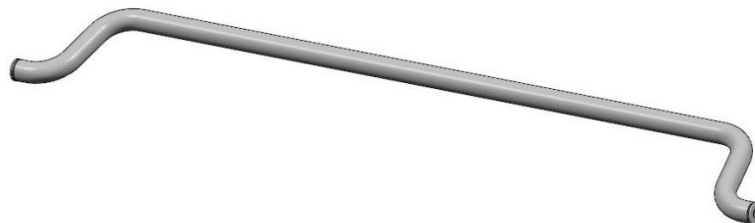


Slika 47. Prednja opruga

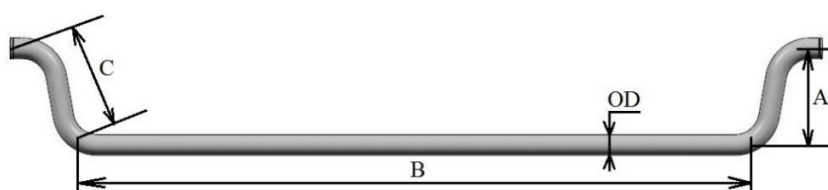


Slika 48. Stražnja opruga

Poput opruga, prednji poprečni stabilizator se također proizvodi prema ranije definiranim dimenzijama i krutosti, te odabranom materijalu. Izgled konstruiranog prednjeg poprečnog stabilizatora prikazan je na slikama 49. i 50.



Slika 49. Izometrijski pogled na prednji poprečni stabilizator



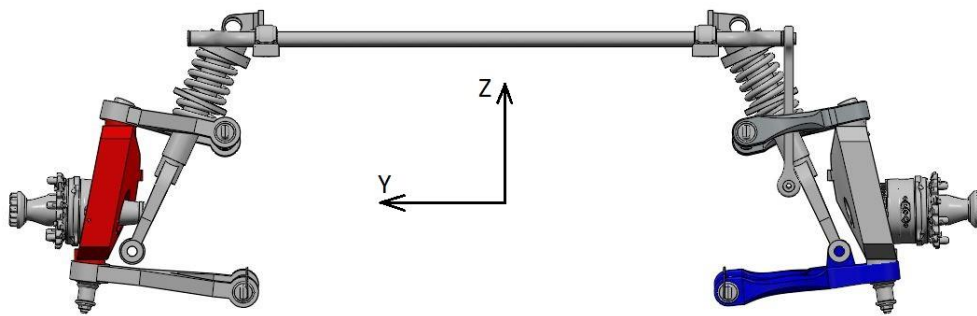
Slika 50. Pogled na prednji poprečni stabilizator sa dimenzijama koje su u skladu sa ranije definiranimima

Sukladno proračunu prednjeg i stražnjeg amortizera te iznosa prigušenja istih, odabrani su amortizeri tvrtke Multimatic. Model oba amortizera je isti i na prednjem i na stražnjem ovjesu, pod nazivom Multimatic – DSSV Damper. Navedeni amortizer ima mogućnost podešavanja iznosa prigušenja na 16 različitih iznosa. Zbog dovoljno širokog spektra podešavanja, isti amortizer je prikladan za ovjes na obje osovine. Prikaz primjera navedenog amortizera je na slici 51. Dobavljač je u mogućnosti prilagoditi gornji i donji završetak amortizera, kako bi odgovarali prihvatima na nosivoj konstrukciji te donjem poprečnom ramenu ovjesa vozila. Također, amortizer će biti isporučen bez opruge, jer će se ugraditi ranije prikazana proračunata opruga.

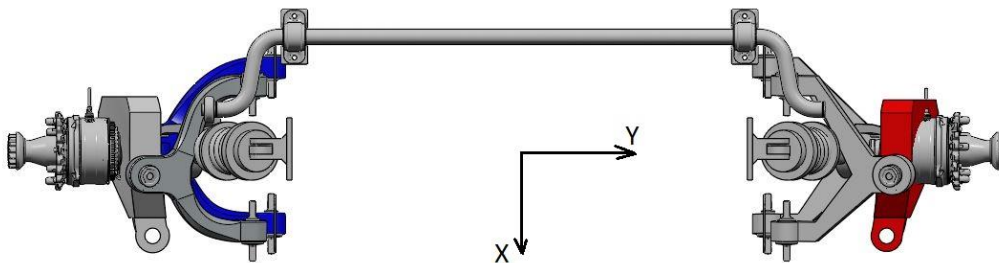


Slika 51. Amortizer Multimatic – DSSV

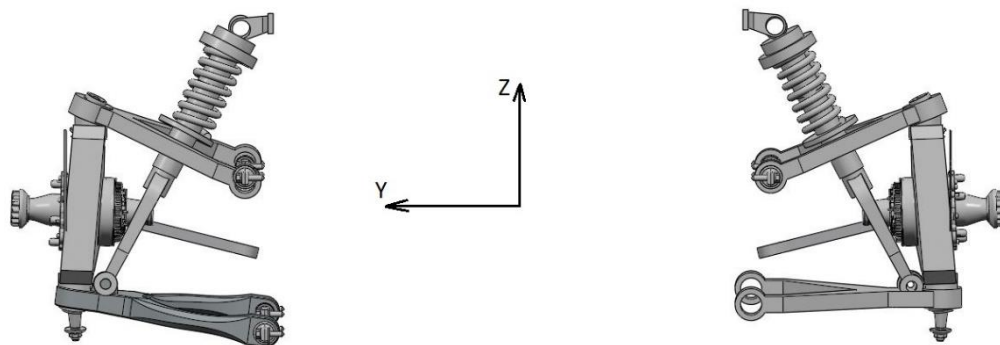
U konačnici proračunskog dijela projektnog zadatka, prikazuje se prednji te stražnji sklop ovjesa u trenutnoj konstrukcijskoj fazi. Potrebno je napomenuti kako je većina komponenti još u razvojnoj fazi, poneke i u različitim fazama, te to nije konačan izgled konstrukcije. Opruge i prednji poprečni stabilizator su u skladu sa proračunatim i dimenzioniranim, te zadovoljavaju konstrukciju. Amortizer nije u skladu sa modelom proizvođača, no isti će biti izrađen prema ovdje prikazanoj konstruiranoj izvedbi.



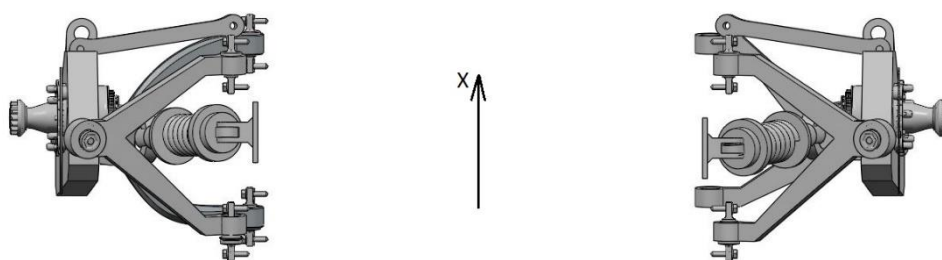
Slika 52. Pogled srijeda na sklop prednjeg ovjesa



Slika 53. Pogled odozgora na sklop prednjeg ovjesa



Slika 54. Pogled sprijeda na sklop stražnjeg ovjesa

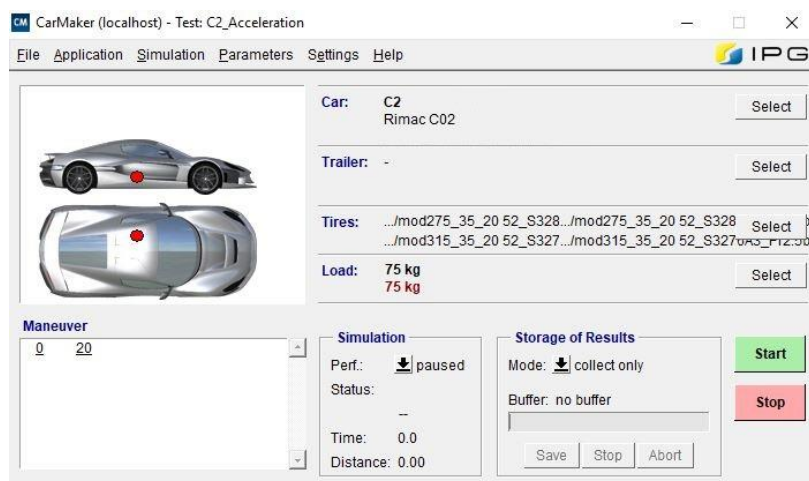


Slika 55. Pogled odozgora na sklop stražnjeg ovjesa

8. ISPITIVANJE OPRUŽNO-PRIGUŠNIH KARAKTERISTIKA VOZILA RAČUNALNIM SIMULACIJAMA

8.1. Programski paket IPG CarMaker

Ispitivanje i validacija opružno-prigušnih karakteristika vozila izvršava se pomoću programskog paketa IPG CarMaker. Pomoću tog programskog paketa moguća je izrada kinematskog modela vozila, kao i dinamička ispitivanja u raznim ispitnim procedurama. Vozilo se može vrlo detaljno opisati, ne samo po pitanju ovjesa već i pogona, aerodinamike, modela guma, a osim vozila također i agresivnost vozača, utjecaj okoline i drugo. Standardne ispitne procedure su integrirane u IPG CarMaker, no moguće je izraditi vlastitu ispitnu proceduru poput staze koja je poznata što omogućava ispitivanje vozila i u programskom paketu i u stvarnosti te naknadnu usporedbu podataka kao i kalibraciju simulacijskog modela.



Slika 56. Početno sučelje programa IPG CarMaker

Želi li se dobiti precizno ponašanje ovjesa vozila, potrebno je da svi ostali uneseni parametri budu što točniji i detaljniji. Shodno tome, s razvojem vozila i optimiranjem svih ostalih komponenti sustava, model postaje sve točniji pa tako i rezultati simulacije ovjesa postaju vjerodostojniji. Prilikom simulacija ovjesa, svi ostali parametri će se 'zaključati' u stanju u kojem su definirani prilikom početka ispitivanja opružno-prigušnih karakteristika, jer sitne promjene tih parametara ne utječu značajno na rezultate.

Za ispitivanje ponašanja opružno-prigušnih karakteristika ovjesa koristiti će se dvije ispitne procedure. Nailazak na poprečnu prepreku te ustaljena vožnja kroz desni zavoj, pomoću koje je i izvršeno proračunavanje preraspodjele opterećenja u ranijem poglavlju.

8.2. Nailazak na poprečnu prepreku

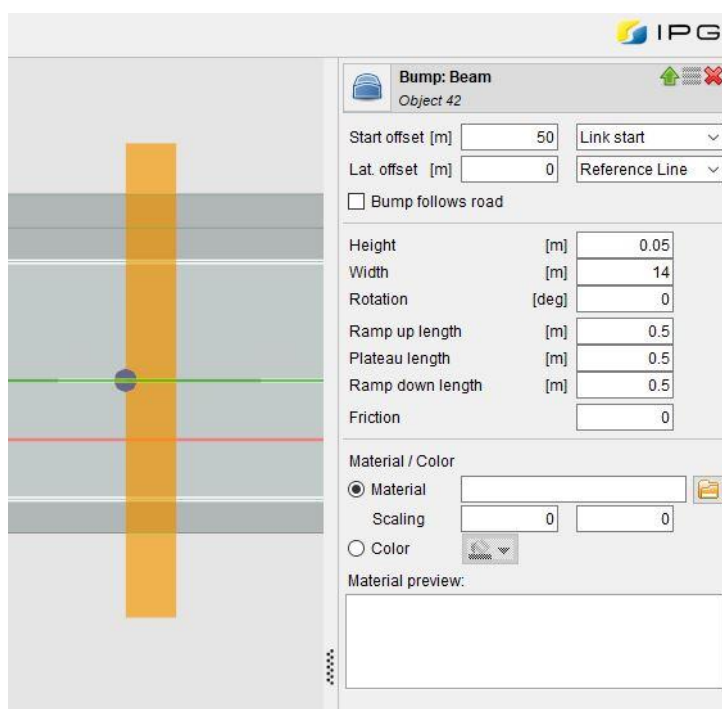
Ova ispitna procedura sastoji se od ravnog pravca na kojem se vozilo kreće te nailazi na veliku poprečnu prepreku koju mora proći. Prvi u doticaj s preprekom dolaze prednji kotači, a nakon toga stražnji kotači. Ova procedura omogućava podešavanje frekvencija oba kraja vozila, kao i prigušenja sustava tj. titranja ovjesa u cjelini. Također je vidljiva stabilnost vozila i vrijeme koje je potrebno da se ponovno vrati u početni položaj nakon pobude. Navedena ispitna procedura u korištenom programskom paketu prikazana je na slici 57.



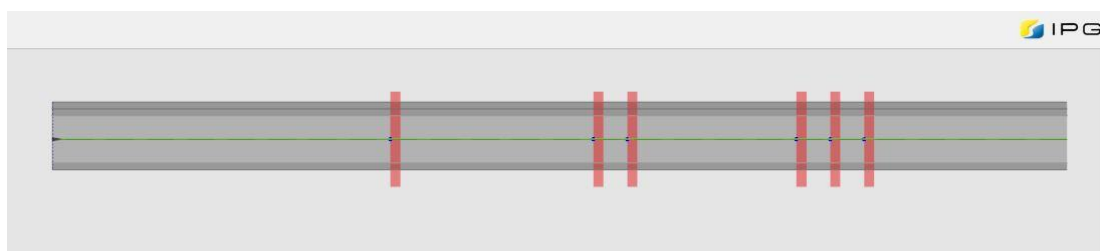
Slika 57. Nailazak vozila na poprečnu prepreku

Kako bi se dodatno objasnila ispitna procedura, na slici 58. prikazani su parametri poprečne prepreke. Korištena je prepreka koja se sastoji od 3 dijela. Uspona, ravnog dijela na vrhu te silaznog dijela. Svaki od 3 navedena dijela dugačak je 0,5 metara što znači da je ukupna duljina poprečne prepreke 1,5 metara. Visina prepreke na ravnom dijelu između uspona i silaznog dijela iznosi 50 milimetara.

Na početku ispitne procedure vozilo kreće iz stanja mirovanja te ubrzava dok ne postigne ustaljenu brzinu od 15 kilometara na sat. Nakon određenog vremena nailazi na poprečnu prepreku. Prelaskom preko nje, vozilo se ponovno umiruje te vraća u stanje prije nailaska na nju. Kako bi se detaljnije razmotrilo ponašanje vozila, nakon 50 metara ponovno nailazi na prepreku, no ovaj puta dvije poprečne prepreke za redom, međusobno udaljene 5 metara. Nakon ponovnog umirivanja, te prolaska idućih 50 metara, vozilo nailazi na 3 poprečne prepreke zaredom, ponovno međusobno udaljene 5 metara, koje daju još detaljniji uvid u ponašanje vozila prilikom nailaska na niz prepreka. Tlocrt potpune ispitne procedure s cijelim nizom poprečnih prepreka prikazan je na slici 59.

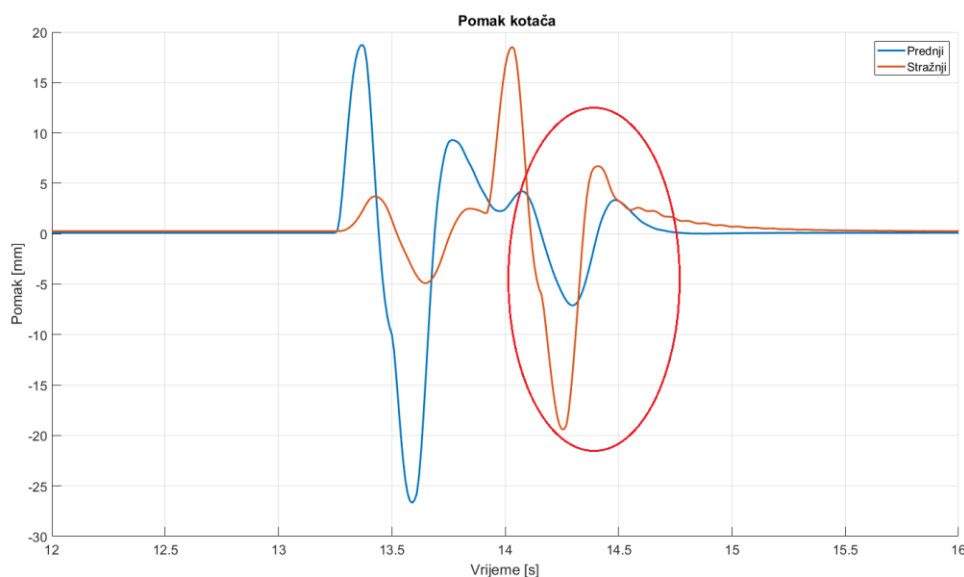


Slika 58. Parametri poprečne prepreke



Slika 59. Tlocrt ispitne procedure nailaska vozila na poprečne prepreke

Nakon provedene simulacije nailaska vozila na poprečne prepreke promatrati će se amplituda prednjeg lijevog i stražnjeg desnog kotača u ovisnosti o vremenu. Ta veličina je izravno povezana s vlastitom frekvencijom pomoću koje su se u početku određivale početne krutosti opruge. Nadalje promatrati će se i promjena vertikalne sile na oba kotača, što će pokazati iznose koji se javljaju kako u kotaču, tako i u oprugama, te jesu li opruge dimensionirane za dovoljne iznose sila.

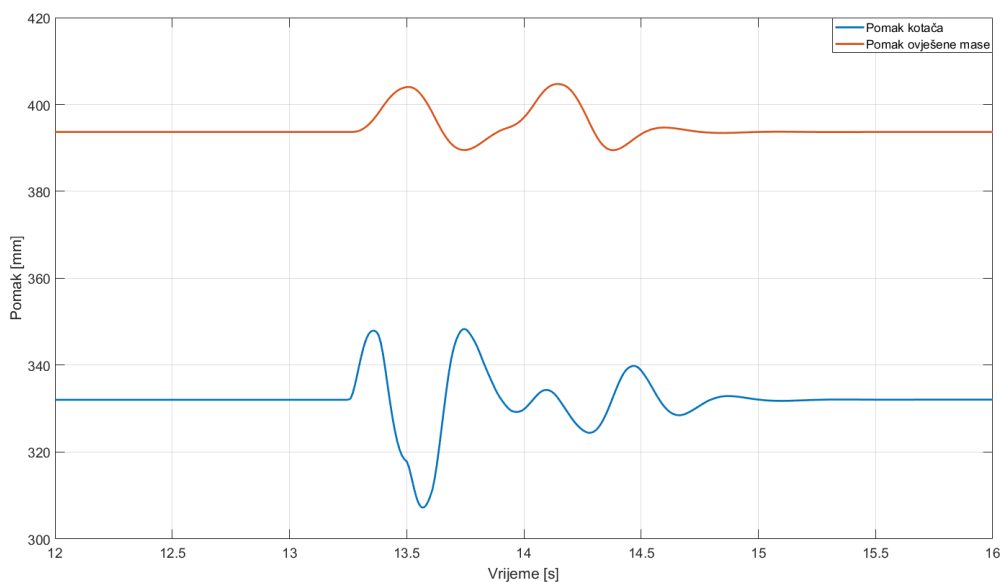


Slika 60. Dijagramski prikaz pomaka kotača

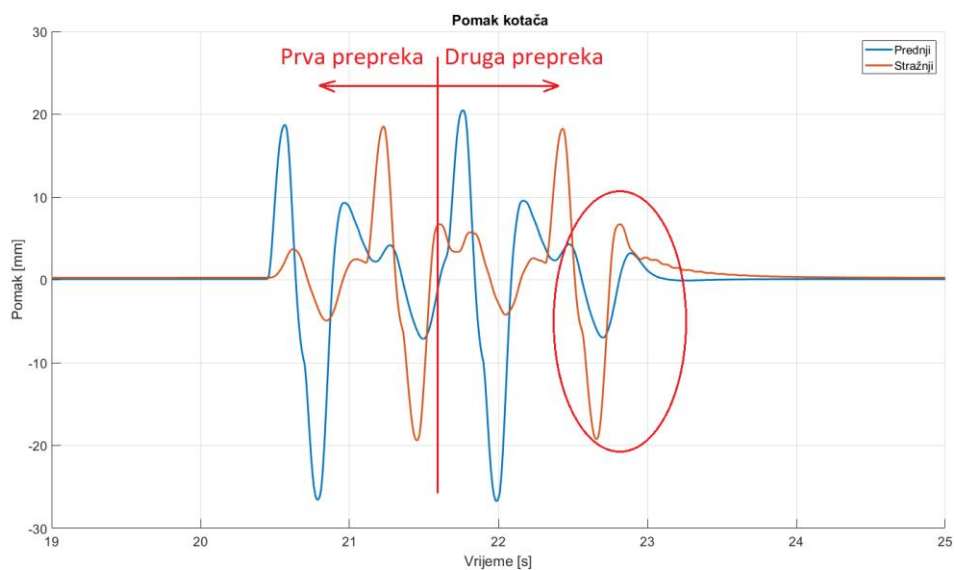
Slika 60. prikazuje pomak kotača u ovisnosti o vremenu prilikom nailaska na jednu poprečnu prepreku. Plava linija se odnosi na prednji lijevi kotač, a narančasta na stražnji lijevi kotač. Jasno je vidljiva razlika između izgleda dijagrama prikazanog na slici 60. te teorijskog dijagrama prikazanog na slici 38. U teorijskom dijagramu pokazan je hod kotača u idealnim uvjetima, bez popratnih vibracija i titraja, te utjecaja prednje osovine na stražnju i obrnuto. U dijagramu na slici 60. prikazana je realna situacija s utjecajem popratnih vibracija, rada ovjesa i slično.

Prvi u doticaj s preprekom nailazi prednji kotač, te se kreće gibati prema gore. Nailaskom na silazni dio, kotač se kreće prema dolje s još većim iznosom. Za vrijeme gibanja prednjeg kotača, vidljiv je blagi pomak narančaste linije tj. stražnjeg kotača. Ovo je realna pojava jer se vibracije prenose s prednjeg kraja vozila na stražnji te uzrokuju pomak stražnjih kotača. Tada u doticaj s neravninom dolazi i stražnji kotač, a ponašanje mu je vrlo slično kao i prednjem. Već prilikom kretanja stražnjeg kotača prema dolje, uočava se sličnost ponašanja prednjeg i stražnjeg kotača te ujednačenosti plave i narančaste linije. Navedena pojava na dijagramu zaokružena je crvenom linijom. Ono što je najbitnije, može se uočiti da nakon prve faze gibanja stražnjeg kotača, narančasta linija i po iznosu postaje vrlo slična plavoj. To je ciljana pojava, opisana u ranijem poglavlju, a pokazuje da se prednji i stražnji kotač jednoliko gibaju u promatranom trenutku te ujednačeno dolaze u stanje mirovanja. Osoba u vozilu tada osjeća jednoliko ponašanje na prednjoj i stražnjoj osovini što uvelike pridonosi udobnosti i osjećaju u vožnji.

Kako bi se dodatno prikazala udobnost u vožnji koju osjeća vozač, u istom su dijagramu na slici 61. prikazani vertikalni pomak prednjeg kotača (plava linija) prilikom nailaska na poprečnu prepreku, te vertikalni pomak ovješene mase (narančasta linija) u kojoj se nalazi vozač. Kao referentna točka prednjeg kotača uzima se središte kotača koja je u stacionarnom stanju na visini od 332 mm, što odgovara dinamičkom radijusu kotača koji je ranije naveden. Narančasta linija se u stacionarnom stanju nalazi na visini od 387 mm, što predstavlja visinu težišta ovješene mase. Iz dijagrama je jasno vidljivo kako ovjes pomoću opružno prigušnih komponenti ublažava udarce, oscilacije i vertikalne pomake kotača, te se ovješena masa u vertikalnom smjeru pomiče za manji iznos u odnosu na kotač, prilikom nailaska na poprečnu prepreku. Navedene pojave pružaju vozaču potrebnu udobnost.



Slika 61. Vertikalni pomaci prednjeg kotača i ovješene mase



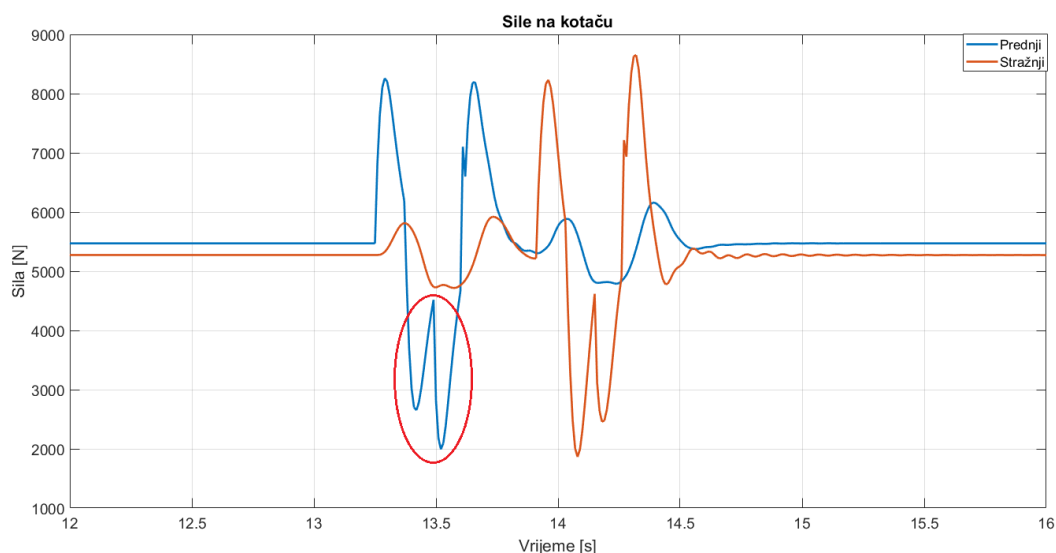
Slika 62. Pomaci kotača prilikom nailaska na dvije poprečne prepreke

Na slici 62. prikazan je nailazak na dvije poprečne prepreke međusobno razmaknute 5 metara, tako da prednji kotač naiđe na drugu prepreku netom nakon silaska stražnjeg kotača s prve. Može se uočiti da se nakon silaska stražnjeg kotača s prve prepreke te nailaska prednjeg na drugu prepreku, kotači kreću u istim smjerovima, sve do nailaska stražnjeg kotača na drugu prepreku. Tada se ponavlja situacija s prethodne slike, te se ponovno uočava ujednačenost linija i jednoliko vraćanje oba kotača u ravnotežni položaj, također zaokruženo crvenom linijom. Dobivena pojava ponovno zadovoljava željena svojstva i osjećaj koji osoba osjeća u vozilu.



Slika 63. Pomaci kotača prilikom nailaska na tri poprečne prepreke

U konačnici, na slici 63. prikazan je nailazak vozila na tri poprečne prepreke ponovno međusobno razmaknute za 5 metara. Ovaj primjer samo potvrđuje da proračunate karakteristike opružno prigušnih komponenti vozila zadovoljavaju čak i pri nailasku na niz poprečnih prepreka. Ponašanje oba kotača je jednako kao i u prethodna dva primjera, te se ponovno nakon prestanka poprečnih prepreka oba kotača jednoliko vraćaju u ravnotežni položaj.



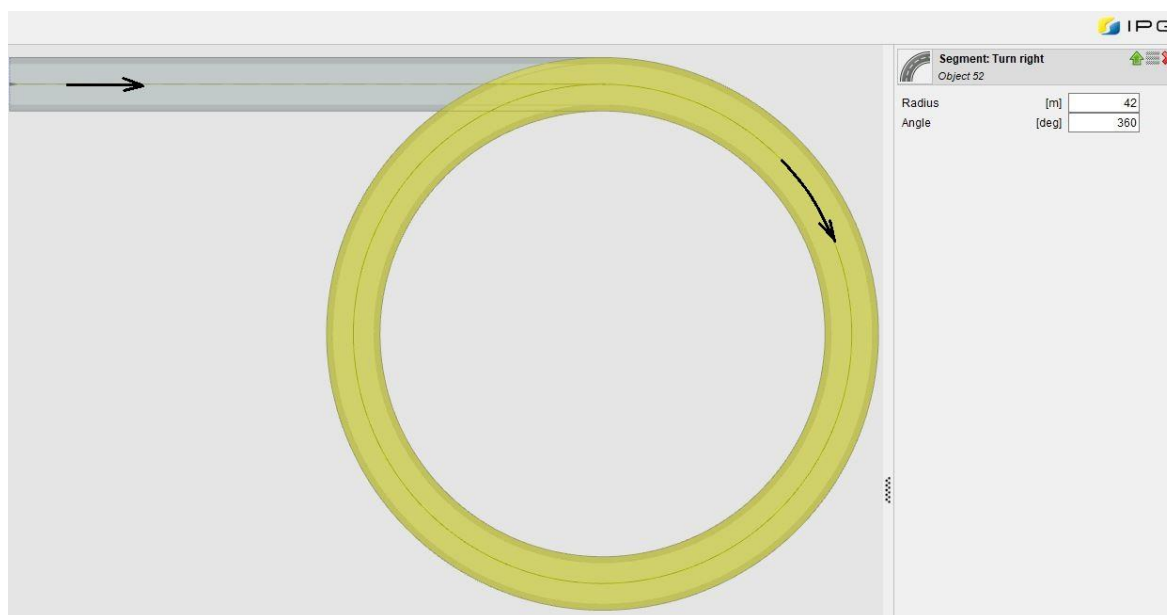
Slika 64. Vertikalne sile na kotačima prilikom nailaska na poprečnu prepreku

Vertikalne sile na kotačima prikazati će se samo nailaskom na jednu poprečnu prepreku, jer se iznosi sile ponavljaju i s nizom prepreka. Ponovno se plavom linijom prikazuje prednji lijevi kotač koji prvi nailazi na prepreku pa samim time dolazi po povećanja sile. Prilikom prolaska preko ravnog dijela prepreke kotač se giba prema dolje pa se sila u kotaču smanjuje, a zbog rada ovjesa dolazi do kratkotrajne promjene iznosa sile. Ta pojava u dijagramu na slici 64. zaokružena je crvenom linijom. U konačnici, prilikom silaska prednjeg kotača s neravnine, kotač se ponovno giba prema gore te se vertikalna sila povećava. Nakon prepreke, vertikalna sila se vraća u prvobitni iznos uz blage amplitude uzrokovane nailaskom stražnjeg kotača na prepreku. Na stražnjem kotaču uočava se jednoliko ponašanje vertikalne sile, uz nešto manje iznose statičkog opterećenja, zbog manje mase na stražnjoj osovini.

Također, vidljivo je da sila u kotaču nikada ne prelazi iznos koji je uzet kao maksimalni prilikom proračunavanja opruge. Potrebno je podsjetiti da se iznos sile u dijagramu odnosi na vertikalnu silu u kotaču, koju je potrebno pomnožiti s prijenosnim omjerom opruge kako bi se dobila sila u opruzi. U slučaju nailaska na veću prepreku ili veće brzine vozila prilikom nailaska na istu, sile mogu biti znatno više, no tada višak sile upija gumeni odbojnik, čiji proračun nije dio ovog projektnog zadatka, stoga se neće detaljnije objašnjavati.

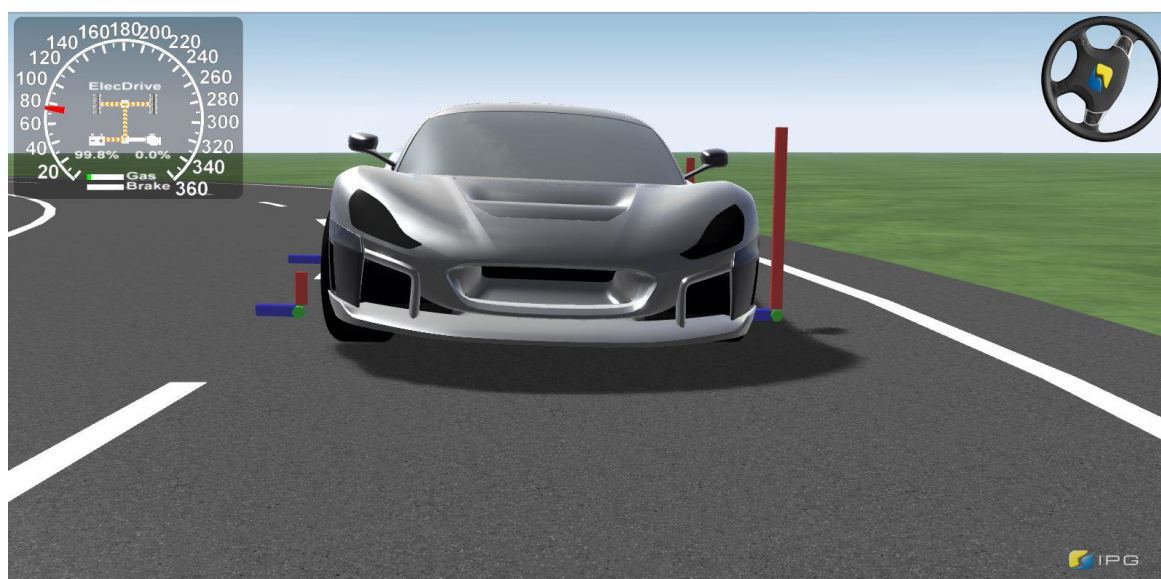
8.3. Ispitna procedura ustaljenog prolaska kroz desni zavoј

Ova ispitna procedura promatra se jer je slična situacija u vožnji korištena prilikom proračuna preraspodjele opterećenja iz koje je slijedilo definiranje krutosti i prigušenja opružno prigušnih komponenti kao i njihovog dimenzioniranja. Ispitna procedura se sastoji od ravnog dijela na kojem vozilo ubrzava, te ulazi u desni zavoј konstantnog radijusa 42 metra. Izgled procedure prikazan je na slici 65.



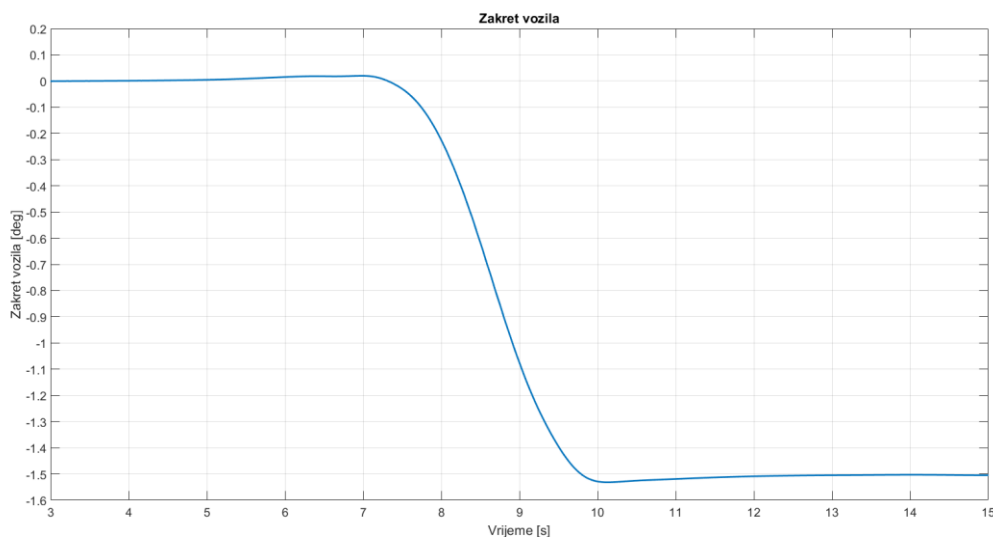
Slika 65. Procedura ustaljenog prolaska kroz desni zavoј

Vozilo se kroz desni zavoј giba konstantnom brzinom u iznosu od 23,5 km/h, jednolikim bočnim ubrzanjem u iznosu od 1 g. Prikaz prolaska kroz ispitnu proceduru prikazan je na slici 66.



Slika 66. Vozilo za vrijeme ustaljenog prolaska kroz desni zavoј

Kao rezultati ove ispitne procedure prikazati će se kut zakreta vozila oko uzdužne osi te vertikalne sile na sva četiri kotača. S obzirom da se vozilo kreće konstantnom brzinom, te jednolikim bočnim ubrzanjem od 1 g, kut zakreta vozila oko uzdužne osi vrlo je lako validirati. Taj iznos zapravo predstavlja gradijent zakretanja vozila koji je definiran u ranijem poglavlju prilikom definiranja krutosti opruga i poprečnog stabilizatora. Dijagramski prikaz kuta zakretanja vozila oko uzdužne osi prikazan je na slici 67.



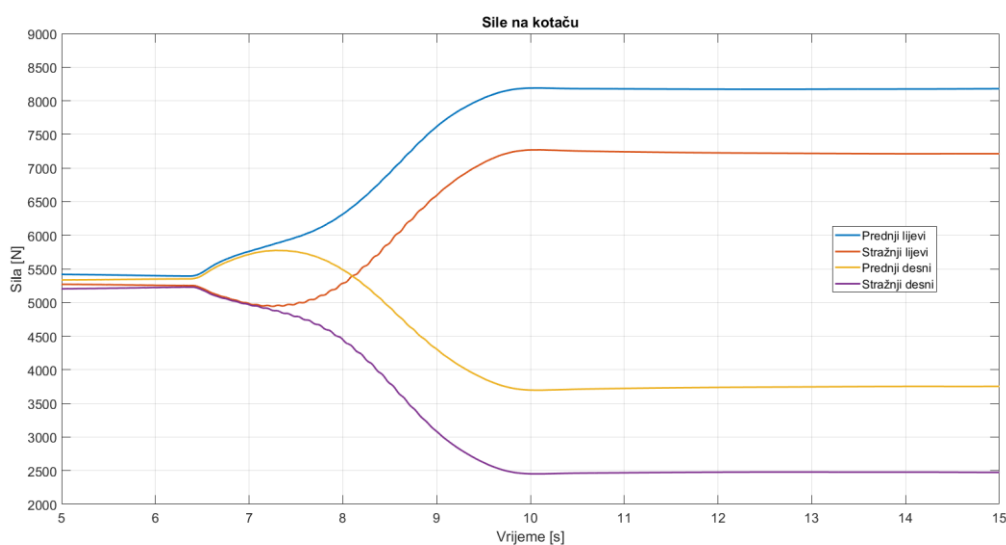
Slika 67. Kut zakretanja vozila oko uzdužne osi

Potrebno se prisjetiti da je u ranijem poglavlju definiran gradijent zakretanja vozila u iznosu od $1,51^\circ$ prilikom djelovanja bočne akceleracije od 1 g. Na slici 67. uočava se da iznos zakretanja za vrijeme vožnje vozila po ravnom pravcu iznosi 0° . Nakon sedme sekunde vozilo počinje skretati u desno te se kut zakreta povećava, da bi se nakon ustaljenosti kretanja po kružnoj stazi konstantnom brzinom iznos ustalio na $1,5^\circ$, što u potpunosti odgovara gradijentu dobivenom proračunskim putem. Na ovaj način je i računalnim simulacijama dinamike vozila pokazano da se vozilo sa definiranim karakteristikama opružno prigušnih komponenti ovjesa ponaša na način dobiven kroz proračun.

S obzirom da je u proračunu krutosti opruga i poprečnog stabilizatora korišten najnepovoljniji slučaj opterećenja vozila s uzdužnom akceleracijom u iznosu od 0,16 g, te bočnom akceleracijom u iznosu od 1,491 g, ranije tablično prikazani dinamički iznosi opterećenja na kotačima nisu mjerodavni za ovu ispitnu proceduru. Iz tog razloga, postupak proračuna se ponovio s ustaljenom vožnjom kroz desni zavoj s iznosom bočnog ubrzanja od 1 g, te bez uzdužnog ubrzanja, a tada dobiveni iznosi dinamičkih opterećenja kotača prikazani su u tablici 12.

Tablica 12. Dinamička opterećenja kotača

		Prednji lijevi kotač		Prednji desni kotač
Statičko opterećenje (N)		5434		5336
<i>Lat. NSM WT (N)</i>	+	228,8	-	228,8
<i>Lat. S Geom. WT (N)</i>	+	50,9	-	50,9
<i>Lat. S Elastic WT (N)</i>	+	1904,4	-	1904,4
Dinamičko opterećenje (N)		7618,2		3151,7
		Stražnji lijevi kotač		Stražnji desni kotač
Statičko opterećenje (N)		5227		5189
<i>Lat. NSM WT (N)</i>	+	266,7	-	266,7
<i>Lat. S Geom. WT (N)</i>	+	254,9	-	254,9
<i>Lat. S Elastic WT (N)</i>	+	1733,9	-	1733,9
Dinamičko opterećenje (N)		7532,6		2933,3



Slika 68. Vertikalne sile na kotačima

Dijagramskim prikazom na slici 68. prikazani su iznosi vertikalnih sila u pojedinim kotačima za vrijeme ustaljenog prolaska kroz desni zavoј s bočnim ubrzanjem u iznosu od 1 g. Može se uočiti kako su iznosi sila u prvih 6 sekundi jednaki statičkom opterećenju u tablici 12. Nakon toga, vozilo počne skretati, a iznosi sila se mijenjaju. Iznos vertikalne sile na lijevim (vanjskim) kotačima raste, dok se na desnim (unutarnjim) kotačima smanjuje. Vertikalne sile slikovito su prikazane crvenim linijama uz svaki kotač vozila na slici 66. Uz vertikalne sile, na istoj slici, plavim linijama prikazane su bočne sile, a zelenim uzdužne. Nadalje, iznosi dinamičkih opterećenja u dijagramu se razlikuju za 5 do 15% od onih prikazanih u tablici 12., no tijek porasta sile, kao i omjer sila na prednjim i stražnjim kotačima je očekivan i prati proračun. Do odstupanja konačnih iznosa dinamičkih opterećenja dobivenih računalnim simulacijama je došlo zbog toga što programski paket IPG CarMaker u obzir uzima puno više karakteristika ovjesa, kao što su krutosti gumeno-metalnih blokova ('selen' blokova), nosive konstrukcije, te mnoge druge stavke koje utječu na preraspodjelu opterećenja.

Svim navedenim prikazima računalnih simulacija ovjesa projektnog vozila pokazano je da definirane karakteristike zadovoljavaju postavljene ciljeve te se vozilo ponaša sukladno proračunskim izračunima.

8.4. Utjecaj opruge na ponašanje vozila

Utjecaj svih komponenti na ponašanje vozila referenciraju se na [7]. Opruge prevelike krutosti na cijelom vozilu dovode do neugodne i krute vožnje. Vozilo ne može prenijeti snagu na podlogu te dolazi do prekomjernog proklizavanja kotača uslijed nedovoljne sile na podlogu. Također, zamjetno je i povećano klizanje vozila u zavoju. S druge strane, ukoliko se na cijelom vozilu koriste opruge premale krutosti tada dolazi do dodira karoserije vozila sa podlogom (ukoliko ne postoje gumeni odbojnici). Vozač dobiva osjećaj kao da 'plovi' zbog izrazito mekanog ovjesa, zakretanja oko uzdužne osi i izraženog vertikalnog hoda cijelog vozila. Odaziv vozila nakon zakretanja upravljača je trom i osjetno kasni zbog podatljivosti sustava.

Postave li se samo prednje opruge prevelike krutosti, tada dolazi do izraženijeg podupravljanja i gubitka trakcije prilikom prelaska prednjih kotača preko neravnina. U suprotnom, postave li se prednje opruge premale krutosti, vozilo značajno ponire na kočenju. Također i u ovom slučaju može doći do podupravljanja jer se vozilo ne može postaviti u putanju na vrijeme.

Ukoliko stražnje opruge imaju preveliku krutost tada dolazi do trenutnog preupravljanja prilikom dodavanja snage na izlazu iz zavoja. Također dolazi i do povećanog klizanja stražnjih

kotača ukoliko su pogonski. Postave li se te opruge s premalom krutosti, stražnji kraj vozila propada prilikom ubrzavanja. Zbog opruga premale krutosti, bočna preraspodjela opterećenja je izraženija, vozilo se oslanja na vanjski kotač što ponovno dovodi do preupravljanja prilikom dodavanja snage.

8.5. Utjecaj poprečnog stabilizatora na ponašanje vozila

Koristi li se poprečni stabilizator na oba kraja vozila i to prekomjerne krutosti tada vozilo preneglo reagira na zakretanje volana, što nije poželjna pojava jer smanjuje vozačev osjećaj za ponašanje vozila u zavoj.

Nadalje postavi li se samo prednji poprečni stabilizator prevelike krutosti, tada dolazi do podupravljanja na ulasku u zavoj koje postaje sve izraženije ukoliko vozač pokušava oštrije skrenuti u zavoj. Stražnji stabilizator prevelike krutosti dovodi do preupravljanja na izlazu iz zavoja iz razloga što se snaga ne može u dovoljnoj mjeri prenijeti na podlogu, već direktno dovodi do proklizavanja kotača.

Govoreći o poprečnom stabilizatoru potrebno je pronaći kompromis između zakretanja vozila oko uzdužne osi i ponašanja prilikom prolaska kroz zavoj.

8.6. Utjecaj amortizera na ponašanje vozila

Postavljanjem amortizera s prevelikim prigušenjem na vozilo će rezultirati vrlo grubim ponašanjem vozila na cesti, preneglim odzivima na zakretanje upravljača, a posljedično tome i manje trakcije. Ovjes u tom slučaju nije u mogućnosti apsorbirati neravnine na podlozi već se odbija od njih, odvajajući tako kotač od podloge. S druge strane, amortizeri premalog prigušenja, kao i premekane opruge čine vozilo mekanim te vozač dobiva osjećaj da 'plovi'. Nakon podražaja s podloge, vozilo se ne vraća dovoljno brzo u početni položaj već oscilira oko njega. Sve navedeno dovodi također do sporog odziva na zakretanje upravljača i kašnjenja na ulasku u zavoj. Osim vertikalnog osciliranja, dolazi i do osciliranja oko uzdužne osi nakon zakretanja oko nje, što nepovoljno utječe na vozačev osjećaj i stabilnost vozila.

Većina amortizera koji se u današnje vrijeme koriste na sportskim i natjecateljskim vozilima imaju mogućnost odvojenog podešavanja krutosti prilikom gibanja sklopa kotača u oba smjera. Samim time otvara se više mogućnosti podešavanja karakteristika amortizera u odnosu na ostale komponente ovjesa, masu vozila, način vožnje te druge parametre.

9. ZAKLJUČAK

Prilikom proračuna opružno-prigušnih karakteristika ovjesa, potrebno je krenuti od samih osnova. Prije svega određuje se željeni trag kotača i međuosovinski razmak vozila. Ovi podaci dobivaju se iskustvenim znanjem te preporukama za određenu vrstu i namjenu vozila koje se konstruira. Poželjno je odrediti osnovne kinematske veličine ovjesa kao i okvirni raspored masa. Postupak proračuna je iterativne prirode te se sastoji od početnih pretpostavki podataka koji su vezani za opružno-prigušna svojstva vozila koja dovode do prve izvedbe navedenih komponenti. Nadalje tijekom razvoja vozila svi podaci postaju detaljniji i točniji pa se samim time dobivaju i točnije iteracije komponenti. U konačnici, simulacijama i testiranjem vozila validiraju se podaci i prilagođavaju opružno-prigušna svojstva potpuno definiranom vozilu.

Govori li se o oprugama vozila, prije svega je potrebno odrediti prvu prirodnu frekvenciju vozila sukladno vrsti i namjeni. Kada se iterativnim postupkom dođe do željene krutosti opruge, tada je istu potrebno prilagoditi konstrukciji ovjesa, hodu kotača, a u konačnici i dimenzionirati duljinu, promjer i debljinu žice prema traženoj krutosti (ukoliko se koristi spiralna opruga). Ukoliko je potrebno, treba u proračun uvrstiti i gumene odbojnice.

Poprečni stabilizator uvodi se u proračun tek kada se odredi bočna preraspodjela opterećenja vozila te se utvrdi zakretanje istoga oko uzdužne osi. Ukoliko zakretanje ne zadovoljava samo s oprugama, tada se uvodi poprečni stabilizator s raznim pretpostavkama i iteracijama krutosti. Kada se definira krutost stabilizatora koja zadovoljava zakretanje vozila oko uzdužne osi, potrebno ga je dimenzionirati tako da zadovoljava definirane parametre.

Nakon što prve dvije komponente budu definirane, uvodi se amortizer kao prigušna komponenta ovjesa. Također temeljem preporuke prema literaturi odabire se željeno prigušenje sustava, a daljnjim proračunima definira se točniji iznos prigušenja.

U konačnici, simulacijama ovjesa na raznim ispitnim procedurama i promatranjima ponašanja ovjesa, uvode se korekcije prigušenja, a samim time i konačno definiranje opružno-prigušnih karakteristika ovjesa. To je napravljeno i u ovom radu na način da su odrađene simulacije kompletnog vozila u programskom paketu za simulaciju dinamike vozila. Korištene su karakteristike ovjesa koje su proračunate opisanim postupkom kroz projektni zadatak. Na temelju dobivenih rezultata simulacija, dobivene konačne karakteristike svih komponenti ovjesa potvrdile su se kao ispravne, te se prema njima može definirati ovjes projektnog vozila.

LITERATURA

- [1] Rouelle, C.: Optimum G, Advanced vehicle dynamics applied to high performance car design and development
- [2] Decker, K., H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1975.
- [3] Milliken, W.F., Milliken, D.L.: Race Car Vehicle Dynamics, SAE Inc., Warrendale, 1995.
- [4] Heiβing, B., Ersoy, M.: Chassis Handbook, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2011.
- [5] Lulić, Ormuž, Šagi: Predavanja iz kolegija Motorna vozila, 2015/2016.
- [6] Jazar, R.N.: Vehicle Dynamics, Springer, New York, 2014.
- [7] Smith, C.: Tune to win, Aero publishers, Fallbrook, 1978.
- [8] <http://speed.academy/how-swaybars-work/>
- [9] Kovarik, B.: Projekt MiV, Konstrukcija ovjesa FSAE bolida Strix, 2015.
- [10] [https://en.wikipedia.org/wiki/Spring_\(device\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Spring_(device))
- [11] <https://sites.google.com/site/morganatica/suspension/springs-progressive-rising-rate>
- [12] <http://what-when-how.com/automobile/damper-automobile/>
- [13] <http://kanjenkautomotive.blogspot.hr/2015/10/plus-and-minus-using-macpherson-strut.html>
- [14] https://en.wikipedia.org/wiki/Anti-roll_bar
- [15] <https://en.wikipedia.org/wiki/Vibration>
- [16] <https://www.iso.org/standard/31317.html>
- [17] <https://cr4.globalspec.com/thread/116184/How-to-Find-the-Roll-Center-of-a-Vehicle-with-Infinite-Instant-Centers>
- [18] http://www.petitrc.com/setup/AE_RollerCenter

PRILOZI

[1] CD-R