

Luka Vukelić 0036530728	SVEUČILIŠTE U ZAGREBU FAKULTET ELEKTROTEHNIKE I RAČUNARSTVA	22.4.2024
	Modeliranje i upravljanje dinamike vozila	
	Vježba 3- Modeliranje lateralne dinamike vozila	

1. Opis vježbe

U laboratorijskoj vježbi modelirana je lateralna dinamika vozila uzimajući u obzir prijenos opterećenja i kombinirano klizanje. Također je analiziran utjecaj neravnina na cesti na vertikalnu dinamiku vozila, odnosno udobnost vožnje.

2. Rad na vježbi

1.1 Dodavanje prijenosa opterećenja u model

Poprečna raspodjela opterećenja:

$$F_{zr} = \frac{mg}{2} + \frac{m a_y h}{2b}$$

$$F_{zl} = \frac{mg}{2} - \frac{m a_y h}{2b}$$

Kod:

```
% Longitudinal load transfer (should be modified by students for tasks 3 and 4.)
deltaFflzLong = (-m*ax*h)/(2*L);           % Front left
deltaFfrzLong = (-m*ax*h)/(2*L);           % Front right
deltaFrlzLong = (m*ax*h)/(2*L);            % Rear left
deltaFrrzLong = (m*ax*h)/(2*L);            % Rear right

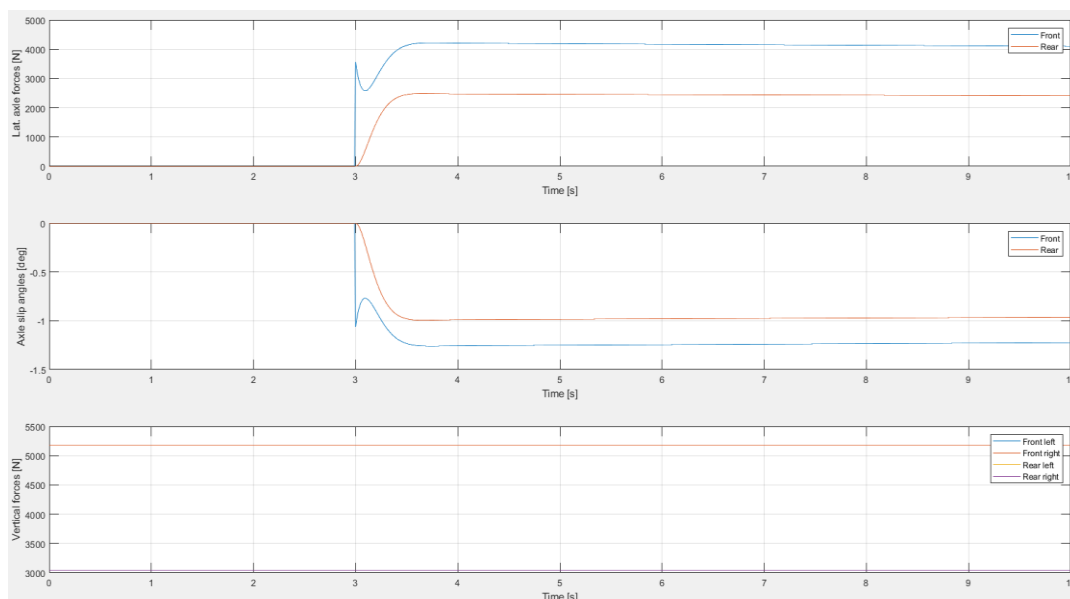
% Lateral load transfer (should be modified by students for tasks 3 and 4.)
deltaFflzLat = -(lr*m*ay*h)/(L*w);         % Front left
deltaFfrzLat = (lr*m*ay*h)/(L*w);          % Front right
deltaFrlzLat = -(lr*m*ay*h)/(L*w);         % Rear left
deltaFrrzLat = (lr*m*ay*h)/(L*w);          % Rear right
```

1.2 Ispitivanje utjecaja prijenosa opterećenja

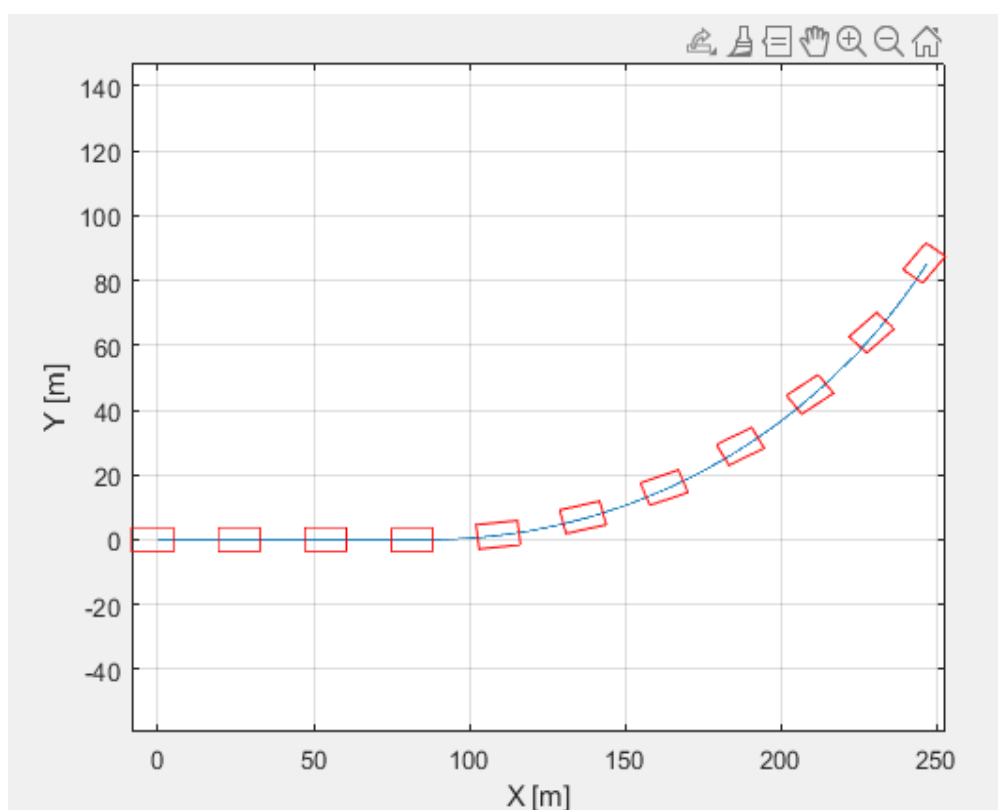
$l_f = 0.37L$; $v = 100 \text{ km/h}$; $\delta_{sw} = 16.9^\circ$

Isključen

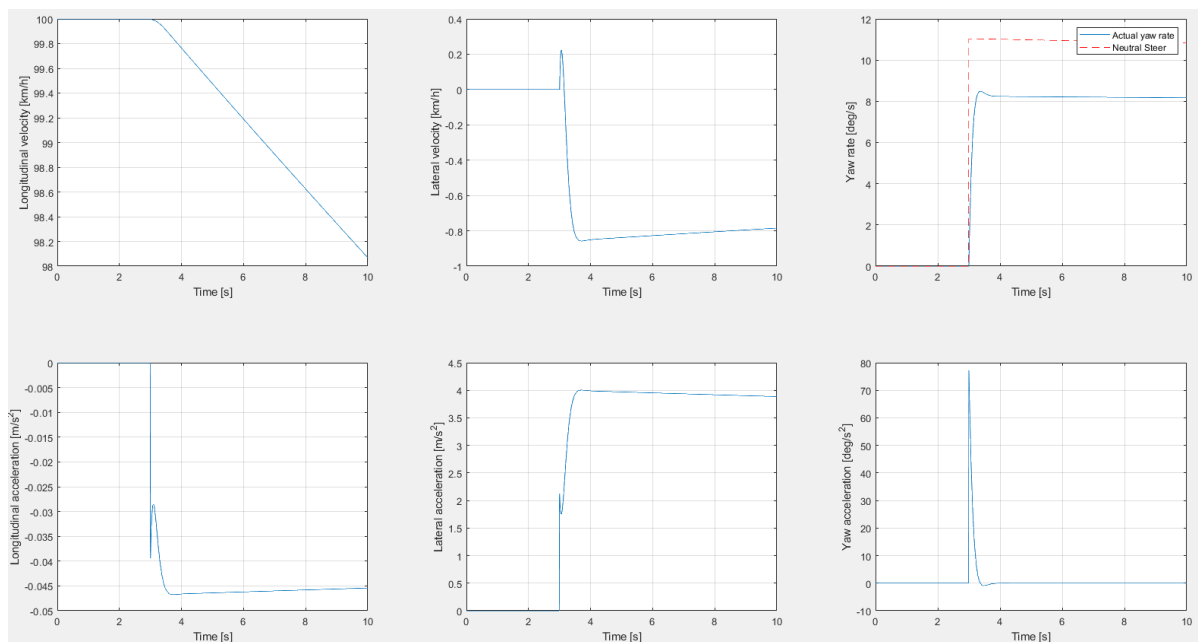
prijenos:



Slika 1. Odziv s isključen

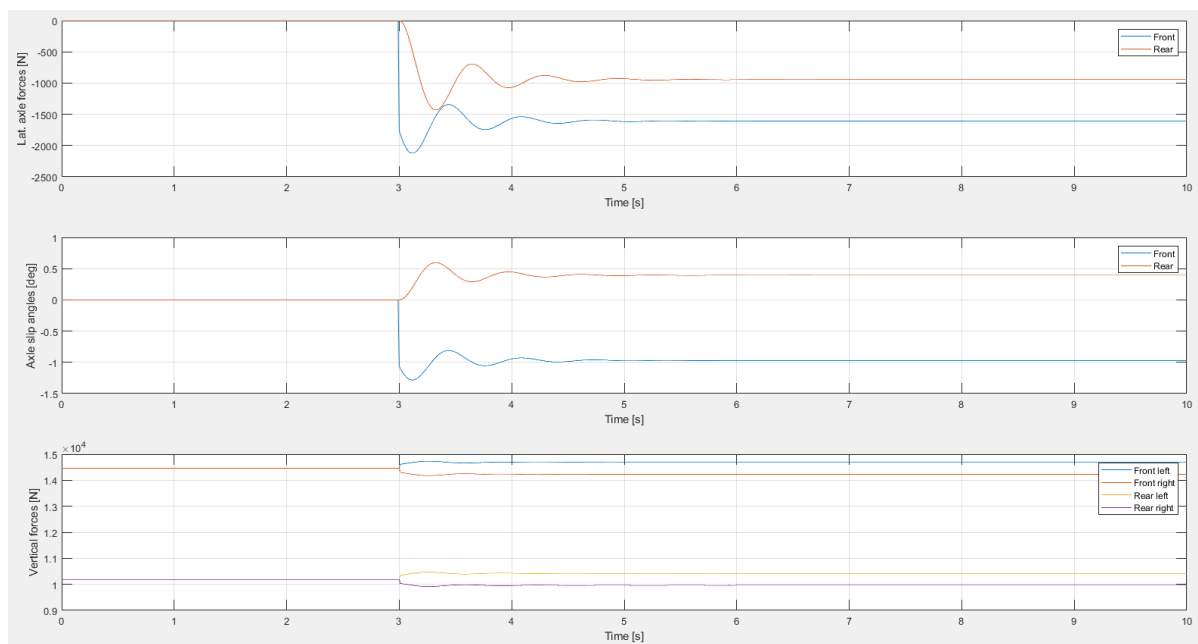


Slika 2. Putanja s isključenim

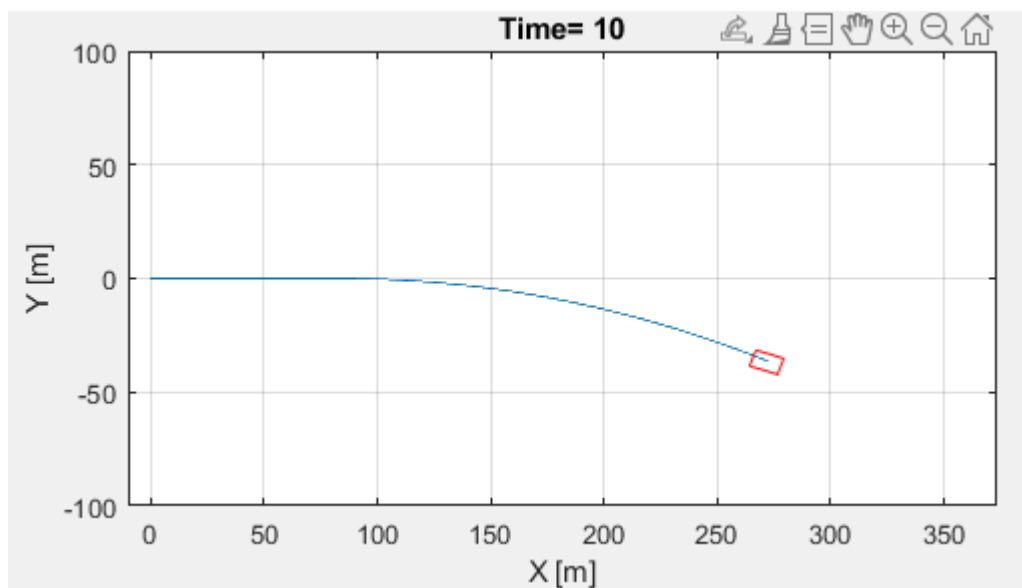


Slika 3. Ostali

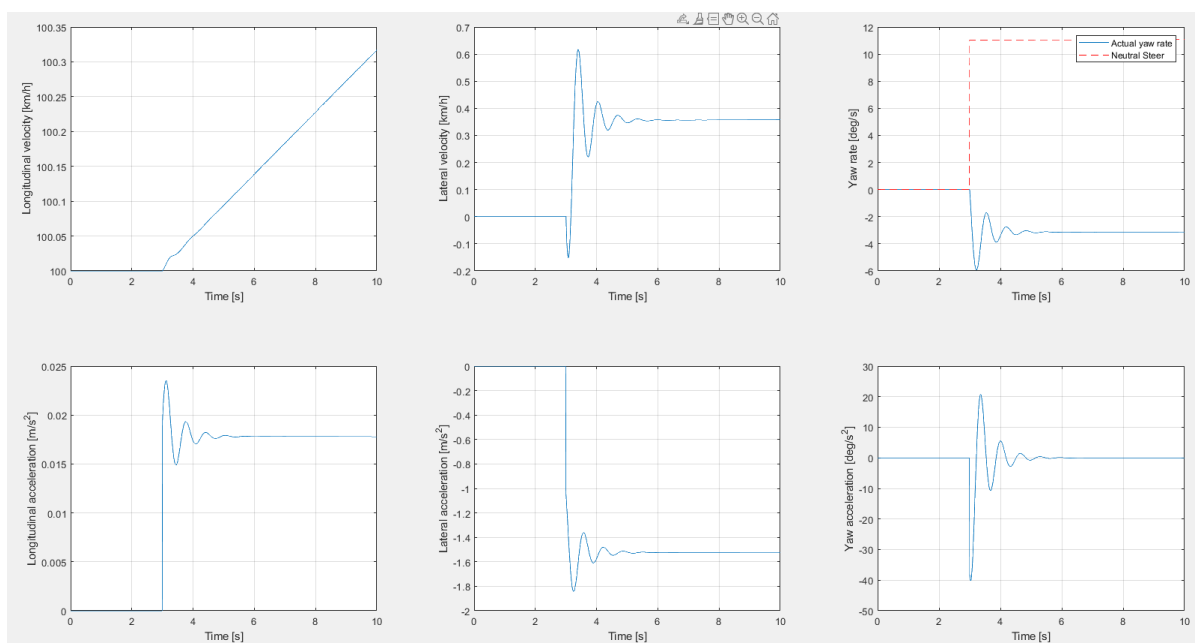
Uključen prijenos:



Slika 4. Odziv s uključenim



Slika 5. Putanja s



Slika 6. Ostali

Prilikom ulaska automobila u zavoj promjena opterećenja vidi se iz grafova samo u slučaju uključenog prijenosa opterećenja. U slučaju uključenog prijenosa primjećuje se kako je sila lijeve (unutrašnje) strane auta veća od vanjske koja opada kroz vrijeme. Sila na prednju i stražnju stranu se također razlikuju za određen skalar.

1.3 Kritično bočno ubrzanje

Iz *Init* skripte možemo pohraniti varijable koje nam trebaju za izračun kritičnog ubrzanja te ih primijeniti u formuli:

$$a_y = \frac{b}{h} g$$

`vehicleData.w = 1.51; vehicleData.h = 0.543; vehicleData.g = 9.81;`

`ay = 27.28 $\frac{m}{s^2}$`

Zbog konfiguracije automobila u simulaciji (položaj centra mase), slučaj prevrtanja vozila nije ostvariv.

2.1 Dodavanje kombiniranog klizanja u model

$$C_{corr} = \left(\frac{\sqrt{(\mu F_z)^2 - F_x^2}}{\mu F_z} \right) \cdot C$$

Slika 7. Model bočne

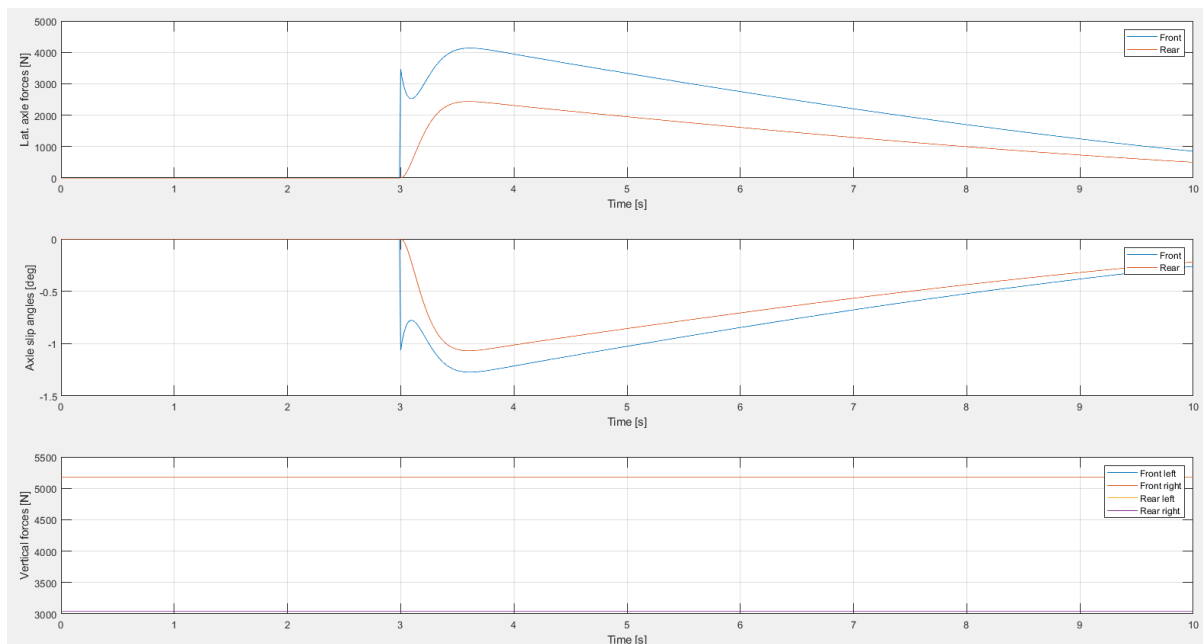
Kod:

```
Cr = c0*(FzWhl(3)+FzWhl(4)) + c1*(FzWhl(3)^2+FzWhl(4)^2); % Rear cornering stiffness
maxLatForce(2) = sqrt((mu*FzAxle(2))^2-Fx(2)^2); % Friction circle
% Combined Slip
Cr = (maxLatForce(2)/(mu*FzAxle(2)))*Cr;
```

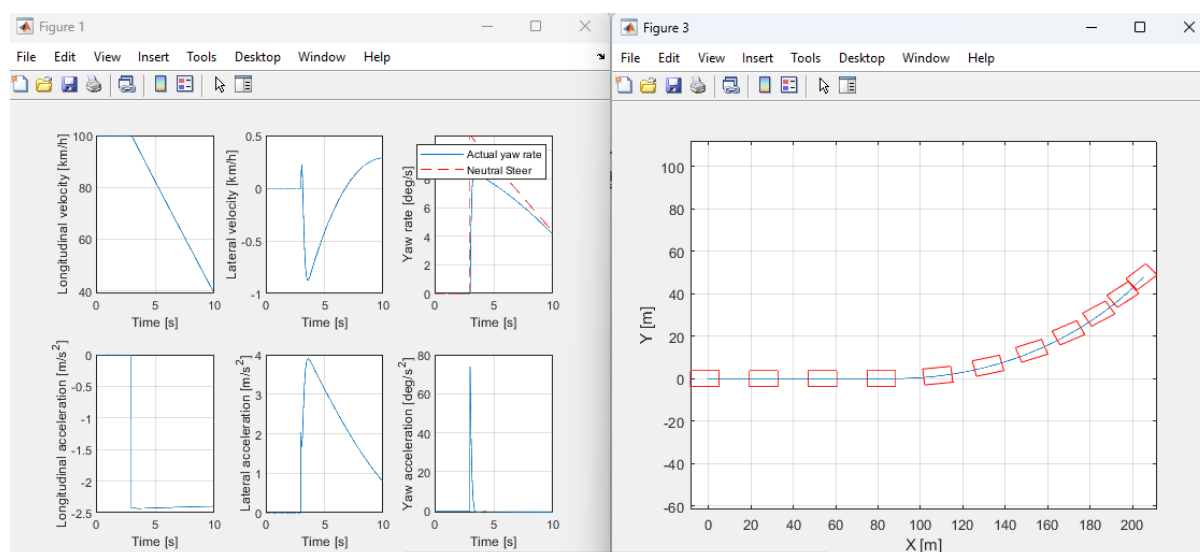
U *Init* skripti dodajemo vrijednost od 4000 na *breakForceDemand*.

Isključen

prijenos:



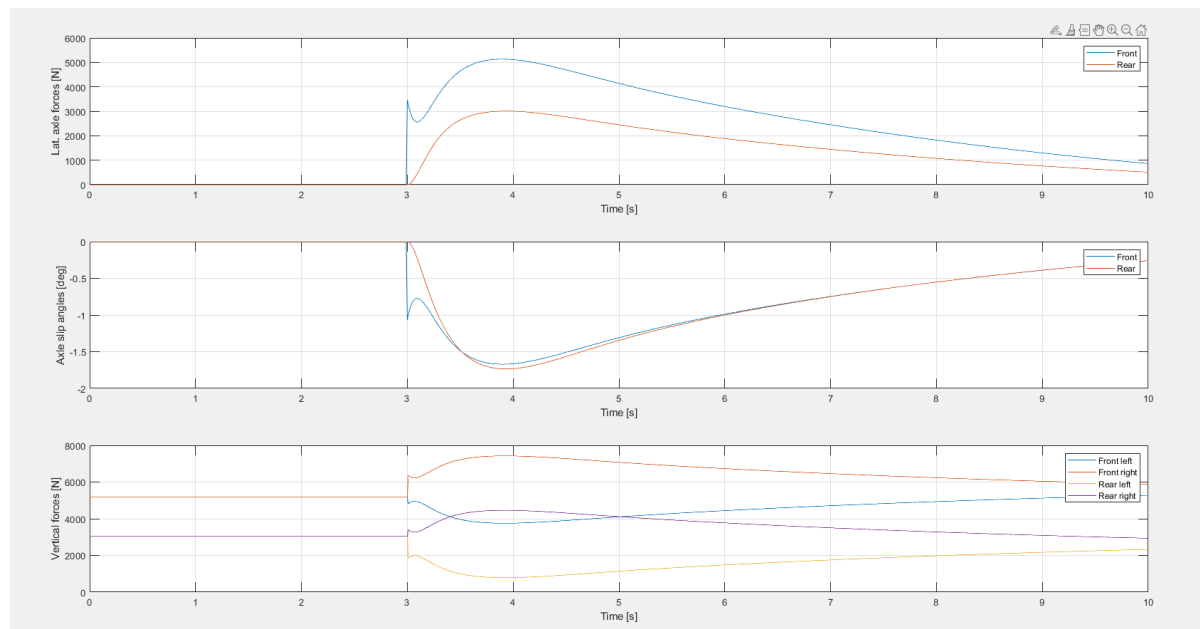
Slika 8. Odziv bez



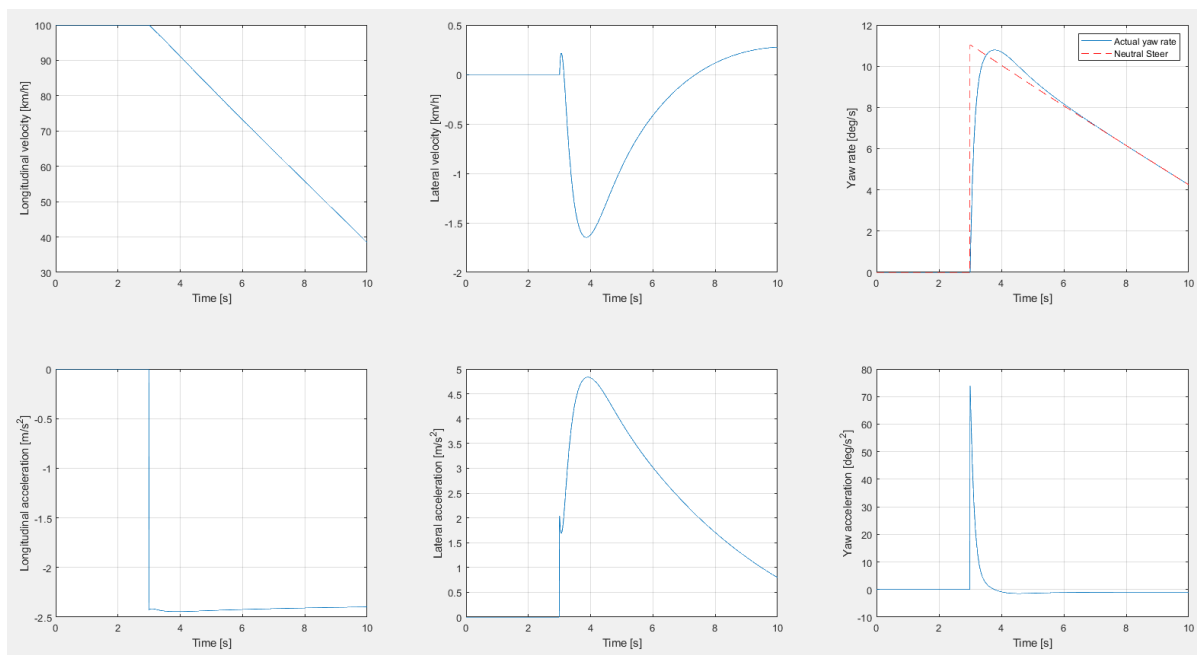
Slika 9. Ostali grafovi i

Uključen

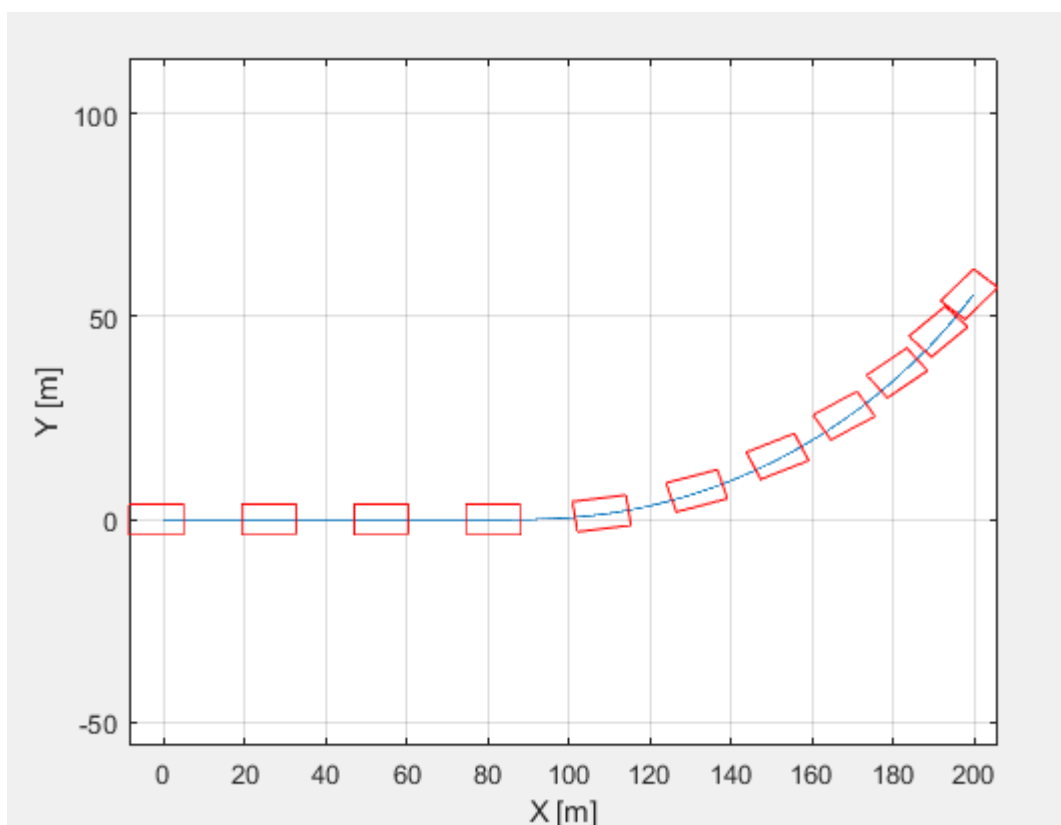
prijenos:



Slika 10.1. Odziv s uključenim



Slika 10.2. Ostali grafovi



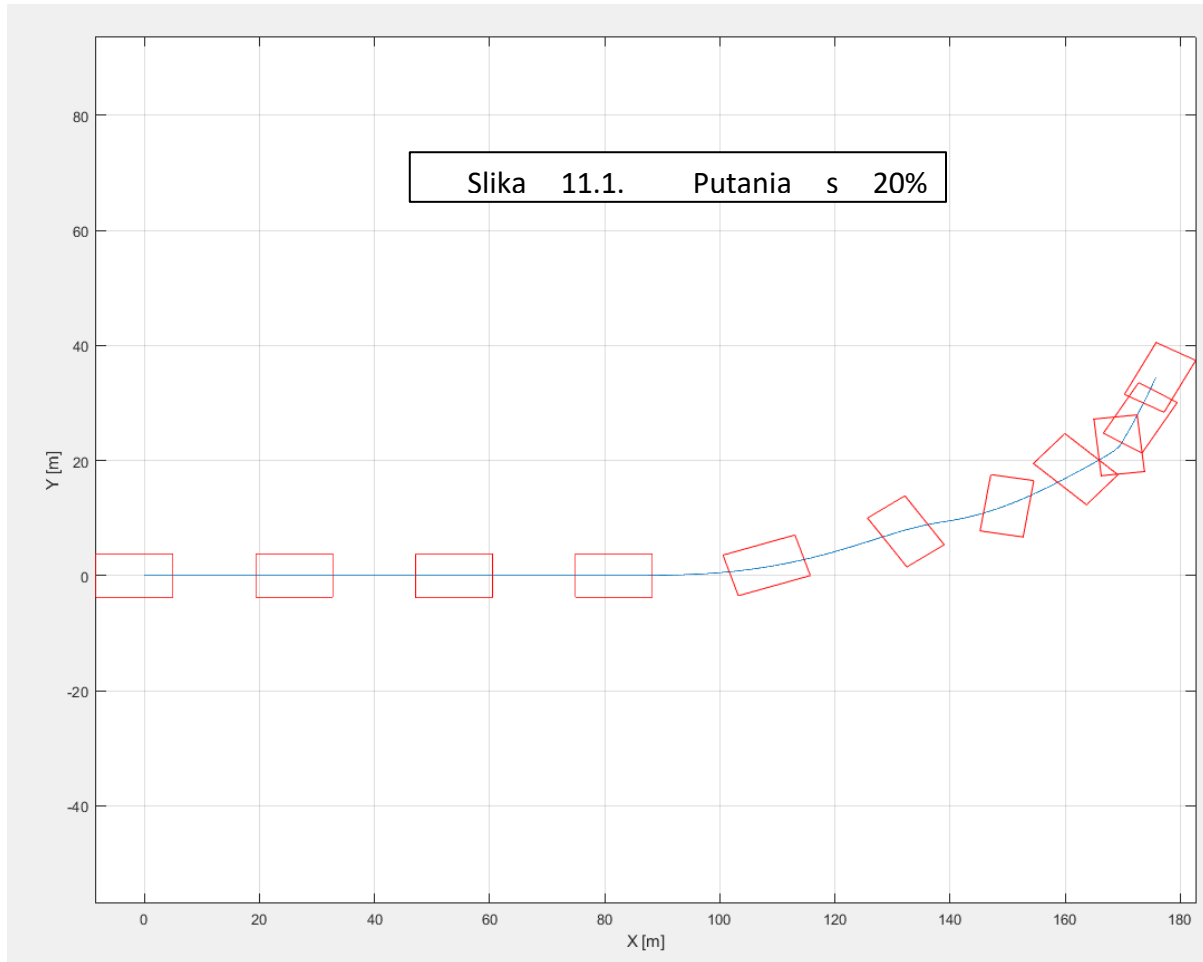
Slika 10.3.

Dodavanjem kombiniranog klizanja i kočne sile primjećujemo da se lateralna sila i klizanje vraćaju asimptotski na nulu nakon promjene umjesto ostajanja na istoj vrijednosti. Pri kočenju, automobil se pomiče prema naprijed te se lateralna sila u zavoju smanjuje dok se klizanje povećava. Vertikalne sile teže istoj vrijednosti.

2.2 Ispitivanje utjecaja raspodjele kočne sile

Uvodimo raspodjelu kočne sile od 20% (navedeni postotak na prednjoj osovini). Prijenos opterećenja smo ostavili upaljen te ćemo razmatrat samo taj slučaj.

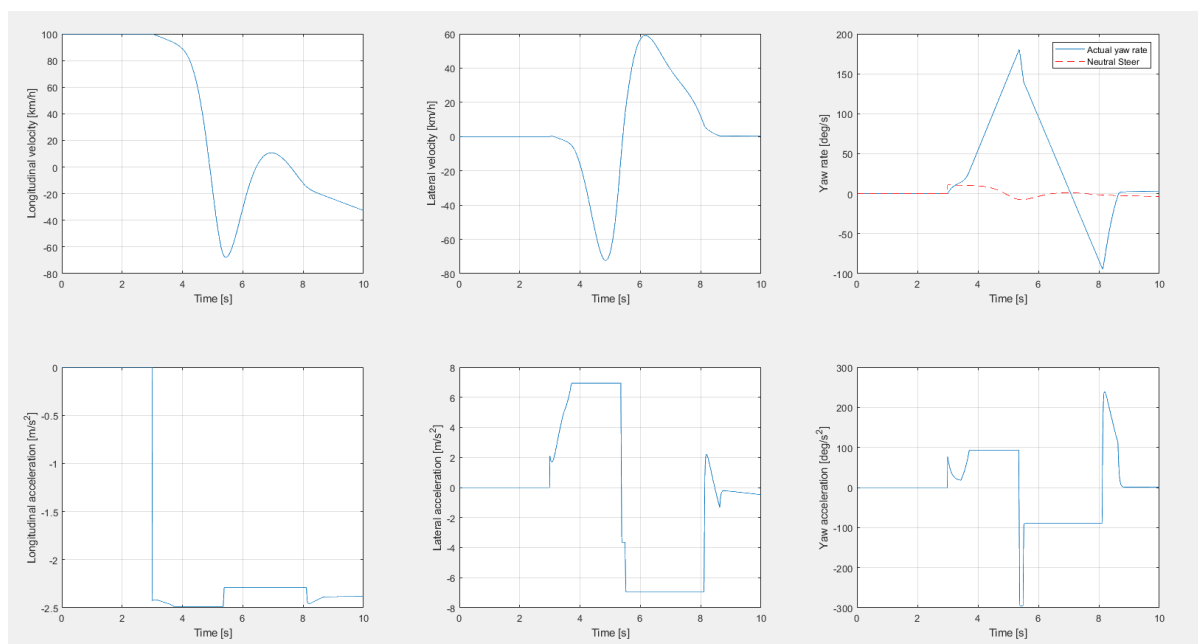
```
vehicleData.distRatio = 0.2;
```

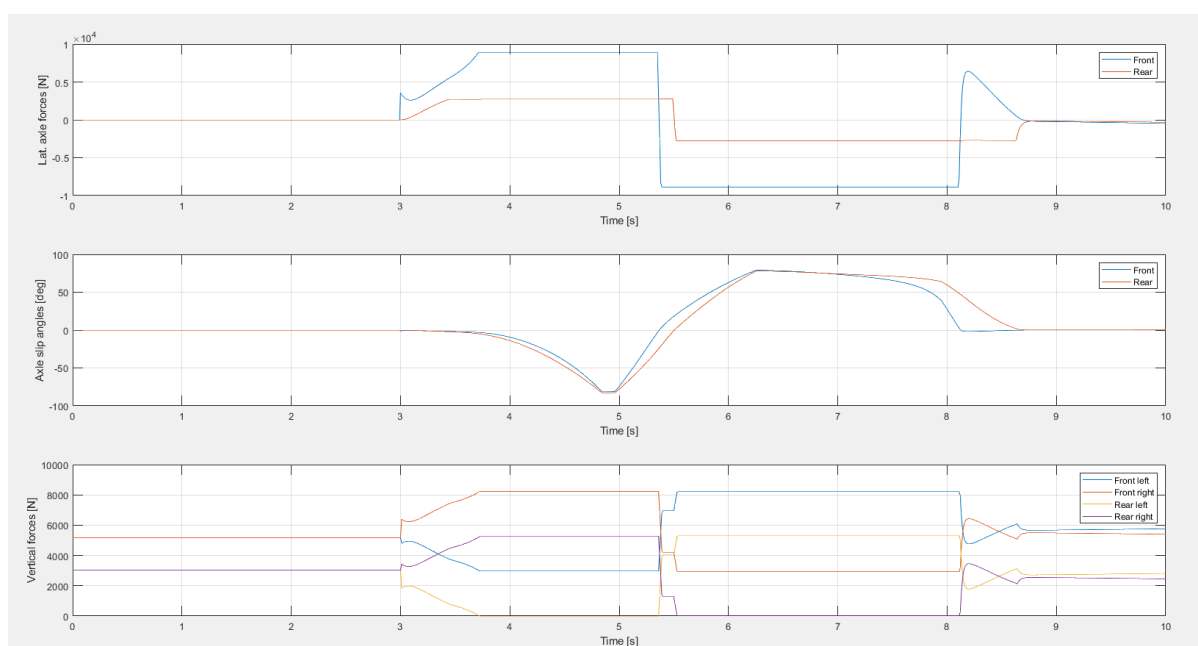
Odmah se primjećuje problem pri kretanju vozila. Putanja je drugačija od prethodnih te vozilo teže održava smjer kretanje. Analitički dokaz (odnos C_α i K) možemo isčitati iz formule za gradijent podupravljanja K . Ako se koeficijent C_α na prednjoj osovini povećava onda se sama vrijednost gradijenta K pretvara u negativnu vrijednost. Pri vrijednostima < 0 automobil proklizuje u zavoju i upravljanje prestaje biti neutralno.

$$K = \frac{\partial \delta_{dyn}}{\partial a_y} = \left(\frac{ml_r}{C_{\alpha,f}(l_r + l_f)} - \frac{ml_f}{C_{\alpha,r}(l_r + l_f)} \right)$$

↓ Neutral. upr.



Slika 11.2. Ostali grafovi koristeći 20%



Slika 11.3. Odzivi koristeći 20%

Koristeći drugačiju raspodjelu vidi se drugačiji odnos krivulja kod klizanja. Razlog tome je ovisnost raspodjele kočne sile na osovini i upravljivosti automobila.

Također, iz formule modela bočne krutosti (Slika 7.) primjećujemo ovisnost (obrnuta proporcionalnost) F_x i C_{corr} . Pri 20%-tnoj raspodjeli sila na prednjoj osovini imamo manju vrijednost kočenja te je shodno tome C_{corr} veći. Na stražnjoj osovini je obrnut slučaj.

Također vidimo da je funkcija neutralnog upravljanja za 20% raspodjelu puno dalja funkciji neutralnog upravljanja. (za razliku od 50%-tne raspodjele). Maksimalna sila trenja u uzdužnom smjeru koja se može razviti izravno je određena iznosom normalne sile i koeficijenta trenja.

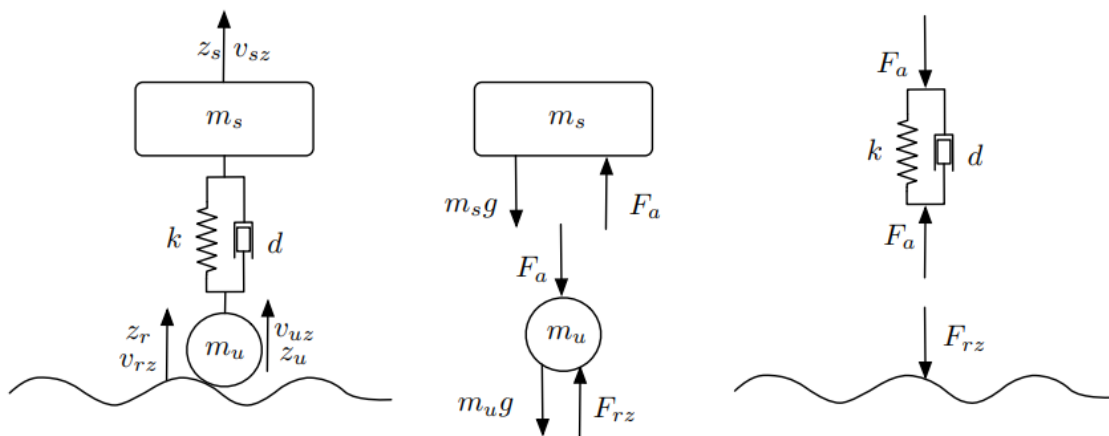
$$F_{x*} < \mu F_{z*}; * = \{f, r\}$$

2.3 Optimalna raspodjela kočne sile

Prilagodba raspodjele kočne sile kako bi vozilo bilo neutralno upravljano pri kočenju znači da treba podesiti kočne sile između prednjih i zadnjih kotača tako da vozilo ne sklizne niti podupravljanjem (*understeer*) niti preupravljanjem (*oversteer*) prilikom kočenja. Iterativnim postupkom 50%-tna raspodjela izgleda solidnom, ali to nije idealna metoda traženja optimalne raspodjele.

Da bi se osiguralo željeno ponašanje neovisno o sili kočenja, potreban je dinamički sustav raspodjele kočne sile, poput elektroničkog sustava za raspodjelu kočenja (EBD - *Electronic Brakeforce Distribution*).

3.1 Prijenosne funkcije ovjesa



Slika 12. Prikaz ovjesa

Jednadžba gibanja šasije:

$$m_s \ddot{z}_s = F_a - m_s g$$

Jednadžba gibanja kotača:

$$m_u \ddot{z}_u = F_{rz} - F_a - m_u g$$

Sila opruge: $F_a = k(z_u - z_s) + d(\dot{z}_u - \dot{z}_s) + m_s g$

Udobnost vožnje, zamor amortizera te prijanjanje kotača na podlogu prijenosne su funkcije koje se sa zadanim parametrima u skripti i modelom ovjesa s jednim stupnjem slobode mogu izračunati. Manipulacijom gornjih jednadžbi dobivamo jednadžbe dolje navedenih parametara vožnje.

udobnost vožnje, $\ddot{z}_s(s)/z_r(s)$

$$\frac{d \cdot s^3 + k \cdot s^2}{m \cdot s^2 + d \cdot s + k}$$

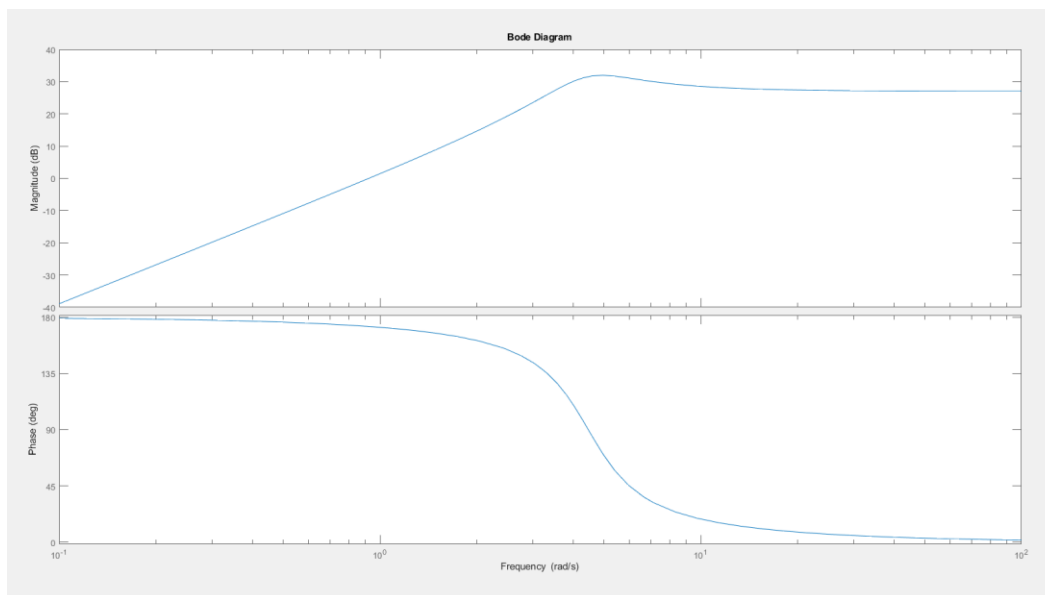
zamor amortizera, $(z_s(s) - z_u(s))/z_r(s)$

$$\frac{-m \cdot s^2}{m \cdot s^2 + d \cdot s + k}$$

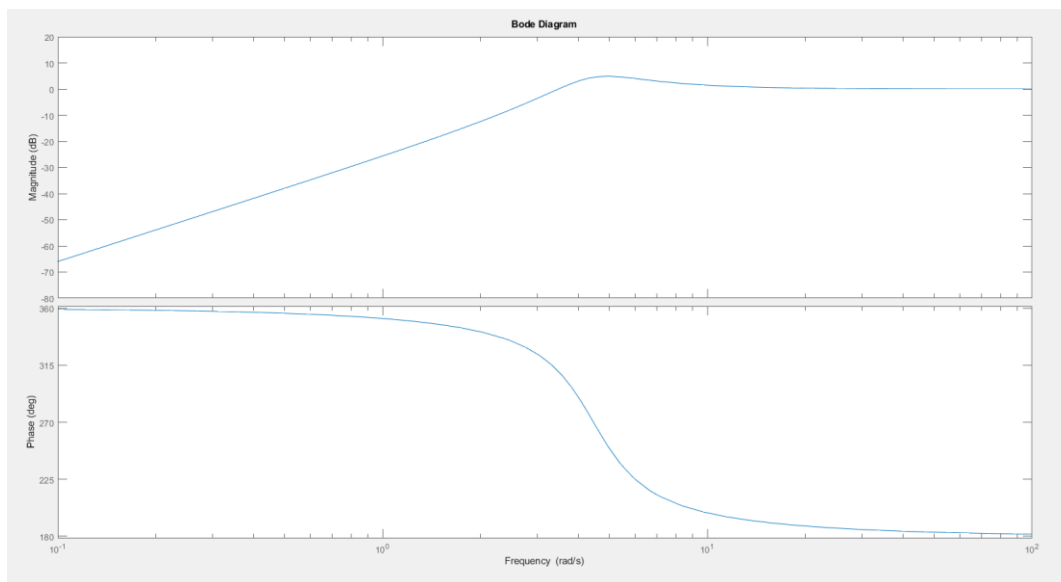
prijanjanje kotača na podlogu, $\Delta F_{rz}(s)/z_r(s)$

$$\frac{(m_u \cdot d + m \cdot d)s^3 + (m_u \cdot k + m \cdot k) \cdot s^2}{m \cdot s^2 + d \cdot s + k}$$

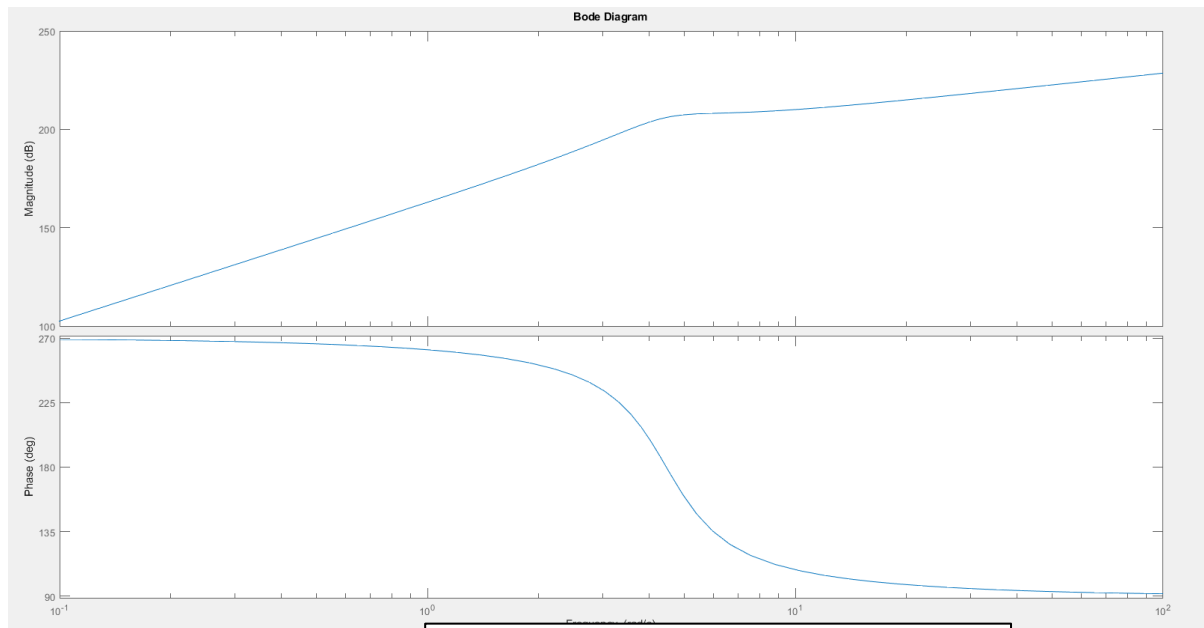
$$**m = m_s$$



Slika 13. Prijenosna funkcija



Slika 14 Prijenosna funkcija zamora



Slika 15. Prijenosna funkcija priranja

3.2 Specifični slučajevi

Maksimalni zamor automobila možemo isčitati iz grafa prikazanog na Slici 14. te se primjećuje da nastaje na frekvenciji oko 5 rad/s. Koristeći formulu za brzinu vozila koja je jednaka $\frac{\Delta \cdot \omega}{2 \cdot \pi}$ dobivamo brzinu od 3.97 m/s.

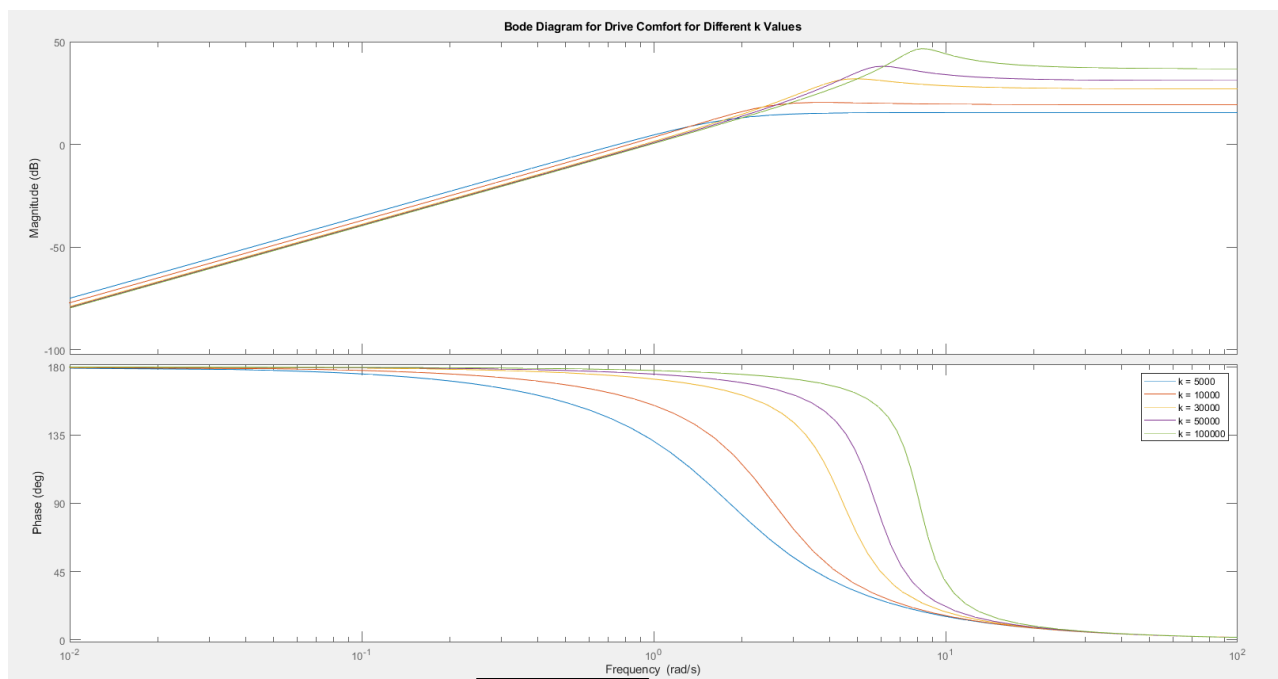
Vertikalnu akceleracija šasiju možemo također analitički izračunati znajući brzinu vozila (40km/h) te amplitudu neravnina (5cm). Koristimo istu formulu, ali ju zaokrenemo kako bi tražili vrijednost ω . Nakon izračuna dobivamo vrijednost od 13.95 rad/s.

$$a_{\text{vert}} = (2\pi f)^2 \cdot A$$

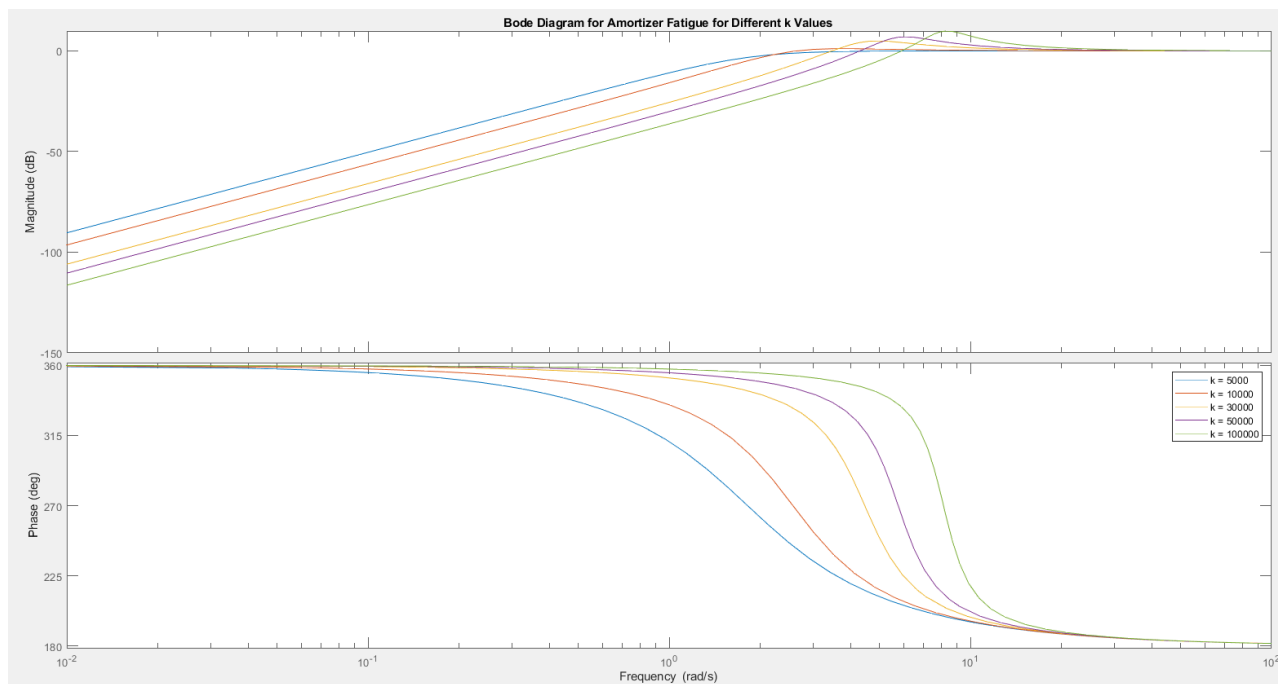
Iz grafa prijenosne funkcije udobnosti vožnje dobivamo amplitudu od 33 dB te nakon uvrštavanja u formulu dobivamo akceleraciju od $2.23 \frac{m}{s^2}$.

3.3 Utjecaj parametara ovjesa na prijenosne funkcije

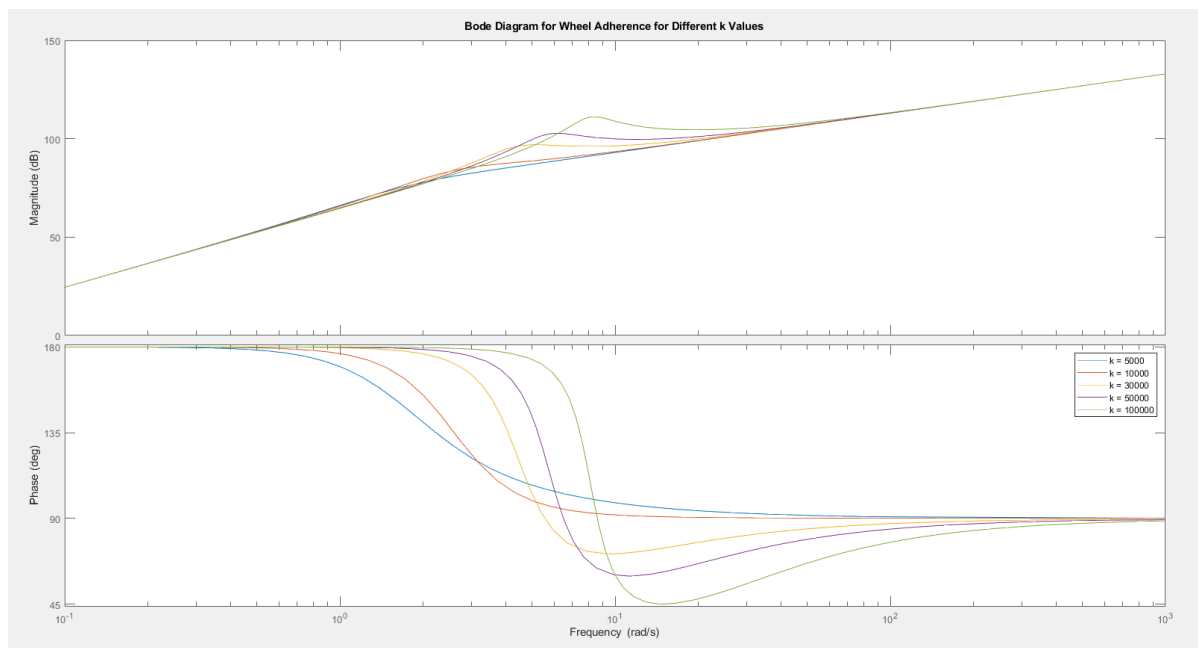
Utjecaj parametara ćemo promatrati za različite koeficijente krutosti k i koeficijente prigušenja d .



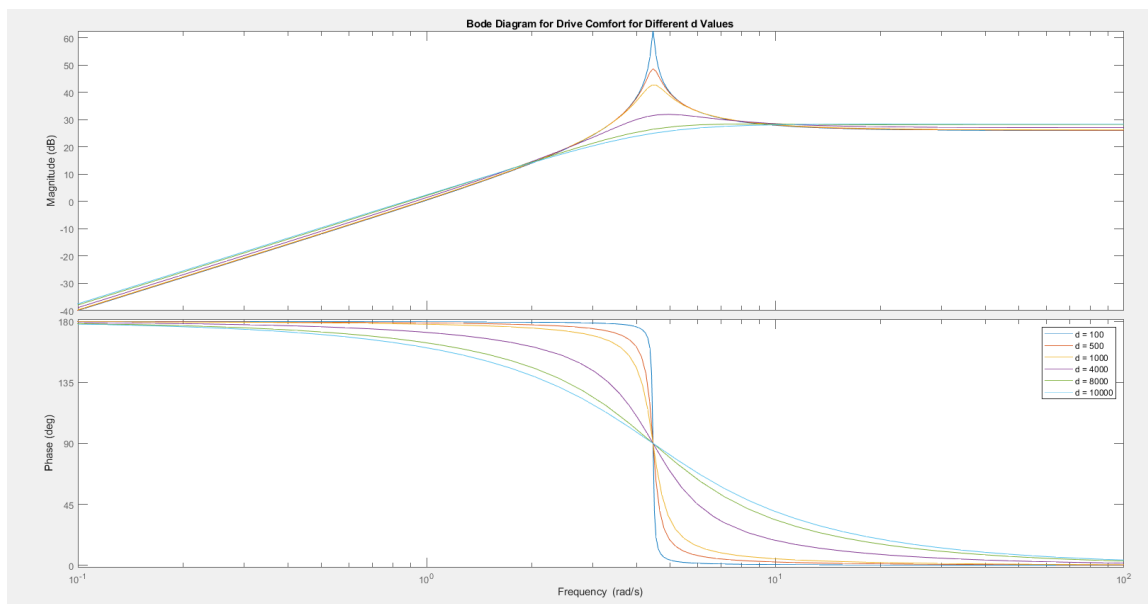
Slika



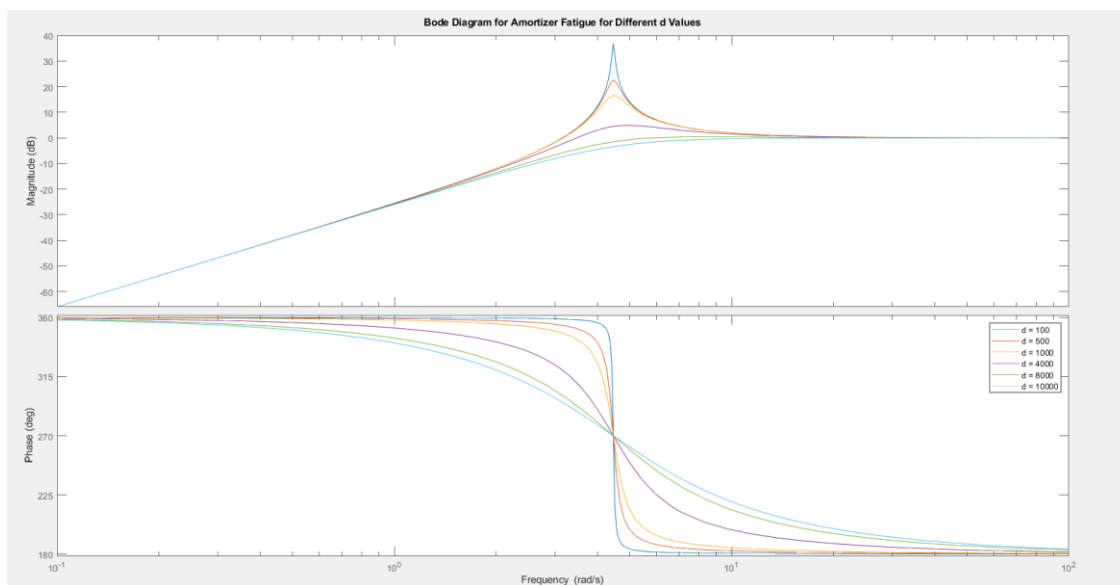
Slika



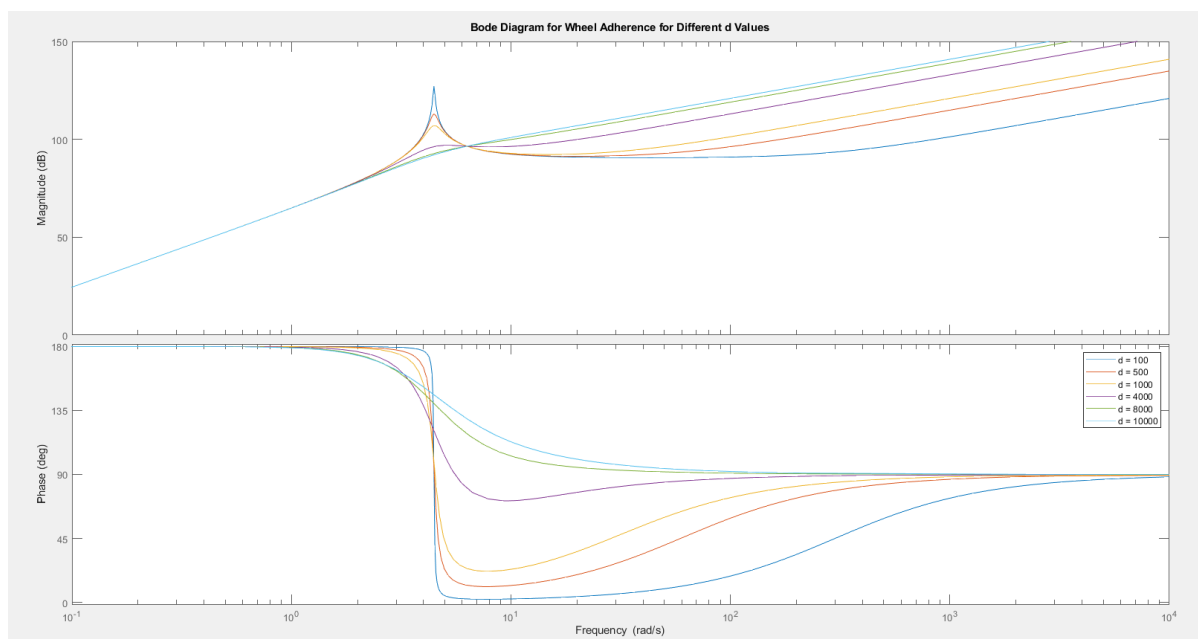
Slika



Slika



Slika



Slika

Povećanjem vrijednosti koeficijenta k povećava se udobnost vožnje dok je zamor amortizera incijalno veći s manjim koeficijentom k za razliku, ali ipak veći k ima veću amplitudu zamora. Smanjenjem vrijednosti prigušenja d smanjuje se i zamor amortizera od određene frekvencije. Prianjanje guma je također proporcionalno koeficijentu elastičnosti što ima smisla i u praksi. Vlastito iskustvo mogu povezati s vožnjom brdskih bicikala gdje se ovisno o stezanju amortizera (smanjujući koeficijent elastičnosti) bicikl prilagođava ravnijem terenu te se prianjanje smanjuje za razliku od vožnje u šumskim predjelima.

4. Zaključak

U prvom dijelu treće laboratorijske vježbe analizirano je kako longitudinalni i lateralni prijenos opterećenja, zajedno s preraspodjelom sile na oba kotača, utječu na ponašanje automobila prilikom ulaska u zavoj. Zaključeno je da se opterećenje na unutarnjim kotačima povećava, dok se opterećenje na vanjskim kotačima smanjuje, što je očekivani rezultat zbog djelovanja centripetalne sile u zavoju.

Drugi dio vježbe bio je posvećen istraživanju utjecaja raspodjele kočne sile na rezultate simulacije. Implementiran je model bočne krutosti osovine pri kombiniranom klizanju. Zaključeno je da se najbolje upravljanje postiže kada je kočna sila ravnomjerno raspodijeljena između prednje i stražnje osovine, čime se postiže gotovo neutralno upravljanje.

Utvrđeno je da sila kočenja direktno utječe na klizanje automobila jer mijenja opterećenje vozila i utjecaj momenata, a klizanje utječe na upravljivost automobila. Ako je veća kočna sila na stražnjoj osovini, dolazi do proklizavanja vozila, jer automobil postaje preupravljan prilikom kočenja i ulaska u zavoj.

U završnom dijelu vježbe određene su prijenosne funkcije vožnje, zamora amortizera i prijanjanja kotača na podlogu za zadani automobil. Ustanovljeno je da smanjenjem krutosti ovjesa k povećava se zamor amortizera, dok se posljedično udobnost vožnje poboljšava jer vertikalna akceleracija pada te prijanjanje raste. S druge strane, smanjenjem vrijednosti prigušenja d , zamor amortizera se smanjuje od određene frekvencije nadalje.