

Univerza v Ljubljani
Fakulteta za računalništvo in informatiko

Dragan Uležić

**Mehki krmilnik aktivnega vzmetenja za
vzdrževanje minimalnega prečnega in
vzdolžnega nagiba terenskega delovnega
stroja**

MAGISTRSKO DELO

doc. dr. Iztok Lebar Bajec
MENTOR

Ljubljana, 2015



Št.: 131-MAG-ISO/2015
Datum: 28. 9. 2015

Dragan ULEŽIĆ, univ. dipl. inž. rač. in inf.

Ljubljana

Fakulteta za računalništvo in informatiko Univerze v Ljubljani izdaja naslednjo magistrsko nalogo

Naslov naloge: **Mehki krmilnik aktivnega vzmetenja za vzdrževanje minimalnega prečnega in vzdolžnega nagiba terenskega delovnega stroja**

Fuzzy logic control of active suspension for maintaining a minimum transverse and longitudinal slope of a field working machine

Tematika naloge:

V avtomobilski industriji se vse pogosteje uporabljajo aktivna vzmetenja. To so vzmetenja, kjer so poleg pasivnih elementov, katerih osnovna funkcija je dušenje vibracij, prisotni tudi aktivni elementi, s pomočjo katerih se aktivno spreminjajo lastnosti vzmetenja. Z aktivnim vzmetenjem torej lahko aktivno vplivamo na nagibe vozila v odvisnosti od razmer podlage. V nalogi zgradite mehki krmilnik aktivnega vzmetenja, ki bo sposoben vzdrževanja minimalnega prečnega in vzdolžnega nagiba terenskega delovnega stroja pri hitrosti do 4 m/s. Glede na lastnosti stroja si kot glavne cilje aktivnega vzmetenja zastavite vzdrževanje prečnega nagiba znotraj $\pm 3^\circ$, vzdrževanje vzdolžnega nagiba znotraj $\pm 4^\circ$ in vzdrževanje iztegov cilindrov znotraj delovnega območja, ki zanaša ± 0.35 m. Če pa se med vožnjo po terenih zaradi zelo hitrih in velikih sprememb v višini poti pojavijo večji nagibi od želenih, jih mora aktivno vzmetenje v času dveh sekund zmanjšati do želenih meja.

Mentor:


doc. dr. Iztok Lebar Bajec



Dekan:


prof. dr. Nikolaj Zimic

© 2015, Univerza v Ljubljani, Fakulteta za računalništvo in informatiko

Rezultati magistrskega dela so intelektualna lastnina Fakultete za računalništvo in informatiko Univerze v Ljubljani. Za objavljanje ali izkoriščanje rezultatov magistrskega dela je potrebno pisno soglasje Fakultete za računalništvo in informatiko ter mentorja.



Tematika naloge:

V avtomobilski industriji se vse pogosteje uporabljajo aktivna vzmetenja. To so vzmetenja, kjer so poleg pasivnih elementov, katerih osnovna funkcija je dušenje vibracij, prisotni tudi aktivni elementi, s pomočjo katerih se aktivno spreminjajo lastnosti vzmetenja. Z aktivnim vzmetenjem torej lahko aktivno vplivamo na nagibe vozila v odvisnosti od razmer podlage. V nalogi zgradite mehki krmilnik aktivnega vzmetenja, ki bo sposoben vzdrževanja minimalnega prečnega in vzdolžnega nagiba terenskega delovnega stroja pri hitrosti do 4 m/s.

Glede na lastnosti stroja si kot glavne cilje aktivnega vzmetenja zastavite vzdrževanje prečnega nagiba znotraj $\pm 3^\circ$, vzdrževanje vzdolžnega nagiba znotraj $\pm 4^\circ$ in vzdrževanje iztegov cilindrov znotraj delovnega območja, ki zanaša $\pm 0,35$ m. Če pa se med vožnjo po terenih zaradi zelo hitrih in velikih sprememb v višini poti pojavijo večji nagibi od želenih, jih mora aktivno vzmetenje v času dveh sekund zmanjšati do želenih meja.

IZJAVA O AVTORSTVU MAGISTRSKEGA DELA

Spodaj podpisani izjavljam, da sem avtor dela, da slednje ne vsebuje materiala, ki bi ga kdorkoli predhodno že objavil ali oddal v obravnavo za pridobitev naziva na univerzi ali drugem visokošolskem zavodu, razen v primerih kjer so navedeni viri.

S svojim podpisom zagotavljam, da:

- sem delo izdelal samostojno pod mentorstvom doc. dr. Iztoka Lebarja Bajca,
- so elektronska oblika dela, naslov (slov., angl.), povzetek (slov., angl.) ter ključne besede (slov., angl.) identični s tiskano obliko in
- soglašam z javno objavo elektronske oblike dela v zbirki "Dela FRI".

— Dragan Uležić, Ljubljana, september 2015.

Univerza v Ljubljani
Fakulteta za računalništvo in informatiko

Dragan Uležić

**Mehki krmilnik aktivnega vzmetenja za vzdrževanje minimalnega prečnega
in vzdolžnega nagiba terenskega delovnega stroja**

POVZETEK

V magistrski nalogi je obravnavana problematika vzdrževanja minimalnega prečnega in vzdolžnega nagiba terenskega delovnega stroja z mehko krmiljenim aktivnim vzmetenjem. Osnovni namen naloge je ugotoviti, ali je aktivno vzmetenje učinkovito pri vzdrževanju minimalnih nagibov pri gibanju po zelo neravnih terenih in v kolikšni meri. V ta namen smo najprej v programskem okolju Simulink naredili model celotnega vozila s pasivnim vzmetenjem, ki smo ga potem razširili z mehкими krmilniki za vzdrževanje prečnih in vzdolžnih nagibov. Tako smo dobili model celotnega vozila z aktivnim vzmetenjem. Mehki kontrolni algoritem ima tri osnovne cilje, in sicer vzdrževanje prečnih in vzdolžnih nagibov v zelenih mejah, vzdrževanje iztegov aktuatorjev znotraj delovnega območja ter vzdrževanje čim večje delovne razdalje vseh aktuatorjev oziroma zmanjševanje absolutnih iztegov cilindrov.

Pravilnost delovanja kontrolnega algoritma smo najprej preverili na idealnem terenu, ki na prvem odseku povzroča samo prečne nagibe vozila, na naslednjem pa samo vzdolžne. Ker posamične nepravilnosti ne odražajo dejanskega stanja na terenih, na kakršnih se bo obravnavani delovni stroj uporabljal, smo sestavili algoritem za generiranje različnih zelo neravnih terenov, ki so primerni za testiranje robustnosti kontrolnega algoritma. Primerjavo predlaganega aktivnega in pasivnega vzmetenja smo naredili na treh različnih terenih ter pri dveh različnih hitrostih vozila (1 m/s in 4 m/s).

Ključne besede: aktivno vzmetenje, mehka logika, model celotnega vozila, generiranje naključnih terenov, vzdrževanje nivojev.

University of Ljubljana
Faculty of Computer and Information Science

Dragan Uležić

**Fuzzy logic control of active suspension for maintaining a minimum
transverse and longitudinal slope of a field working machine**

ABSTRACT

This master thesis deals with the problem of maintaining the minimum transverse and longitudinal slope of a field working machine by the usage of fuzzy logic active suspension. The primary aim of the thesis is to determine whether the active suspension is efficient in maintaining the minimum slopes while moving around very uneven terrain and to what extent. For this purpose we used the Simulink programming environment to build a model of the whole vehicle with passive suspension. This was then expanded with fuzzy controllers for maintaining transverse and longitudinal slopes. In this way we obtained a model of the entire vehicle with active suspension. The fuzzy control algorithm has three main objectives: maintenance of transverse and longitudinal slopes in the desired range, maintenance of actuator reaches within the working area and maintenance of the best possible working range of all actuators or in other words the reduction of absolute cylinder reaches.

The correct functioning of the control algorithm was first tested on an ideal terrain, where the first section causes only the lateral slope of the vehicle, while the next section causes only the longitudinal slope. Since such individual anomalies do not reflect the actual situation of the terrain on which the actual machine will be used, we came up with an algorithm for generating a variety of very uneven terrains that are suitable for testing the robustness of the control algorithm. A comparison of the proposed active and passive suspension was made on three different terrains and with two different vehicle speeds (1 m/s and 4 m/s).

Key words: active suspension, fuzzy logic, full car model, generation of random terrain, leveling control.

ZAHVALA

Na tem mestu bi se najprej zahvalil družini in prijateljem za vso pomoč in potrpežljivost, ki jo je čas študija zahteval.

Zahvaljujem se mentorju doc. dr. Iztoku Lebarju Bajcu za vse nasvete in usmerjanja, s katerimi mi je olajšal in pospešil izdelavo magistrske naloge.

Ne nazadnje hvala tudi vsem zaposlenim podjetja DEK electronics d.o.o., še posebej Đuri Emeđiju ter Draganu Kosiću, za vso pomoč, napotke in komentarje, s katerimi sta mi pomagala pri izdelavi tega dela.

— Dragan Uležić, Ljubljana, september 2015.

KAZALO

Povzetek	i
Abstract	iii
Zahvala	v
1 Uvod	1
1.1 Prispevki k znanosti	3
1.2 Metode dela	3
1.3 Pregled vsebine	3
2 Opis problema	9
2.1 Aktivno vzmetenje	10
2.2 Različni nameni uporabe aktivnega vzmetenja	11
2.3 Matematični modeli	12
2.3.1 Model četrtnine vozila	13
2.3.2 Model polovičnega vozila	15
2.3.3 Model celotnega vozila	17
2.4 Model celotnega vozila v okolju Simulink	19
3 Možni pristopi k regulaciji sistema	21
3.1 Linearni kvadratni regulatorji	21
3.2 Linearno kvadratni Gaussovi regulatorji	22
3.3 Nevronske mreže	22
3.4 H_∞ nadzor	23
3.5 Mehka logika	23
3.6 Kontrola s predogledom	24

4 Mehka logika	25
4.1 Proces mehkega sklepanja	26
4.1.1 Mehčanje ali fuzifikacija	26
4.1.2 Mehko sklepanje	27
4.1.3 Ostrenje ali defuzifikacija	27
4.2 Matlab orodje za mehko logiko	27
5 Mehko krmiljenje aktivnega vzmetenja obravnavanega vozila	29
5.1 Simulink model celotnega vozila z aktivnim vzmetenjem	30
5.2 Vzdrževanje prečnega nagiba z mehkim krmilnikom	33
5.2.1 Mehke spremenljivke	33
5.2.2 Kontrolna pravila za vzdrževanje prečnega nagiba	35
5.3 Vzdrževanje vzdolžnega nagiba z mehko logiko	37
5.3.1 Mehke spremenljivke	37
5.3.2 Kontrolna pravila za vzdrževanje vzdolžnega nagiba	39
5.4 Vzdrževanje prečnega in vzdolžnega nagiba z mehko logiko	40
6 Rezultati	43
6.1 Preverjanje pravilnosti delovanja kontrolnega algoritma	44
6.2 Generiranje različnih terenov	45
6.3 Primerjava aktivnega in pasivnega vzmetenja	48
6.3.1 Primerjava vzmetenj na prvem terenu	48
6.3.2 Primerjava vzmetenj na drugem terenu	53
6.3.3 Primerjava vzmetenj na tretjem terenu	56
7 Zaključek	61

1 Uvod

V zadnjem desetletju smo priča vse hitrejšemu razvoju in uporabi elektronike na vseh področjih, torej tudi na področju vozil in strojev. Današnja sodobna vozila imajo več kot 40 aktivnih kontrolnih sistemov, ki imajo pomembno vlogo pri stabilnosti, udobnosti in varnosti vožnje. Med pomembnejšimi aktivnimi sistemi so *sistem proti blokiranju koles* (ABS), *sistem proti spodrsavanju pogonskih koles* (TCS), *aktivno vzmetenje* itd. [17]. Vzmetenje vozila, katerega glavni namen je posredovanje pri izmenjavi sil med šasijo in voziščem, je sestavljeno iz dveh osnovnih komponent, in sicer *vzmeti*, na kateri je vsa statična obremenitev, in *blažilca*, ki v veliki meri določa dinamično vedenje vzmetenja. Poleg naštetih komponent imamo pri aktivnem vzmetenju tudi aktuator, s pomočjo katerega lahko dodatno vplivamo na obnašanje sistema vzmetenja in posledično izboljšamo njegove lastnosti. Za razliko od področij kinematike, sistema za zaviranje in obračanje koles vozila, na katerih ni pričakovati večjega napredka [20], bo na področju aktivnega vzmetenja zaradi vse večje zanesljivosti elektronike, sensorike in aktuatorjev prišlo do številnih izboljšav. Eden od glavnih razlogov, da aktivno vzmetenje ni bolj razširjeno med današnjimi vozili, je cena. Ne glede na to, da so z aktivnim vzmetenjem

trenutno opremljena samo vozila višjega cenovnega razreda, kot je na primer BMW 545 [58], lahko pričakujemo, da bo enako kot nekoč ABS sistem postal standardna oprema nižje cenovnih avtomobilov.

Kako s pomočjo aktivnega vzmetenja izboljšati stabilnost in udobnost vožnje po cestiščih, je vprašanje, na katerega so ponujali odgovore že številni raziskovalci. Čeprav je raziskav veliko, pa je zelo malo takšnih, ki se ukvarjajo s problematiko aktivnega vzmetenja na delovnih strojih. Različne primere in namene uporabe aktivnega vzmetenja na delovnih strojih najdemo v delih različnih avtorjev [31, 54, 61, 64]. Za razliko od navedenih del, v katerih avtorji poskušajo z aktivnim vzmetenjem izboljšati splošno udobje med vožnjo in delom s strojem, se bomo v magistrski nalogi ukvarjali z niveliranjem vozila ter poskusili na takšen način izboljšati stabilnost in varnost pri vožnji ter delu z vozilom oziroma terenskim delovnim strojem. Torej se glavno vprašanje, na katerega bomo poskusili podati odgovor, glasi: Ali je aktivno vzmetenje pri gibanju po zelo neravnih terenih dovolj učinkovito pri odpravljanju prečnih in vzdolžnih nagibov in v kolikšni meri? Pri tem ne smemo zanemariti fizičnih omejitev uporabljenih aktuatorjev, ki morajo biti ves čas delovanja znotraj dovoljenega delovnega območja, saj drugače rezultati, ki jih bomo dobili skozi testiranja, ne bodo realni.

Vedenje sistema vzmetenja lahko opazujemo na matematičnem modelu vozila, ki je opisan s pomočjo diferencialnih enačb. Obstaja več različnih modelov vozila, katerih izbira je odvisna od kompleksnosti problema, ki ga rešujemo. Pri tem moramo biti previdni, da je model (dovolj) kompleksen, da je na njem možno preveriti vse potrebne situacije. Obenem pa njegova kompleksnost ne sme biti prevelika, saj se na ta način poveča čas izvajanja simulacije in se lahko zaplete interpretacija rezultatov [21]. Kadar nas zanimajo samo vertikalna gibanja, za opazovanje odzivov zadostuje model četrtnine vozila [26]. Čeprav model četrtnine vozila zelo dobro opisuje dinamično obnašanje vzmetenja, nam ne omogoča preučevanja medsebojnih povezav vzdolžnih in prečnih nagibov [29]. Zato bomo osnovni model četrtnine vozila razširili na model celotnega vozila, na katerem bomo opazovali spreminjanje prečnih in vzdolžnih nagibov vozila.

Za preverjanje robustnosti kontrolnega algoritma mehko krmiljenega aktivnega vzmetenja na modelu celotnega vozila je potrebno generirati čim bolj realne pogoje oziroma terene, po katerih se bo vozilo gibalo. V ta namen bomo s pomočjo algoritma za generiranje naključnih terenov generirali takšne, ki nam glede na posamezno fazo testiranja najbolj ustrezajo. Pri generiranju terenov bomo upoštevali več različnih parametrov, kot

so npr. maksimalna višina posameznih segmentov poti in najvišja dovoljena razlika v višini poti pod levo in desno stranjo vozila. Prav podobnost oziroma različnost leve in desne poti je glavni povzročitelj prečnih in vzdolžnih nagibov vozila pri gibanju po terenu. Algoritem za generiranje desne poti, ki se razlikuje od leve, smo povzeli po [1, 9, 23].

1.1 Prispevki k znanosti

Prispevki magistrske naloge so izvedba mehko krmiljenega aktivnega vzmetenja za vzdrževanje minimalnih prečnih in vzdolžnih nagibov terenskega delovnega stroja, izvedba generatorja naključnih terenov, po katerih se bo vozilo gibalo in izvedba in vrednotenje predlagane rešitve na različnih terenih.

1.2 Metode dela

V magistrski nalogi smo uporabili naslednje metode dela:

- pregled in analiza literature povezane z modeliranjem matematičnega modela vozila; na osnovi le-teh se je bilo potrebno odločiti za zadostno stopnjo kompleksnosti modela, ki bo v celoti zadovoljila potrebe analiziranja obnašanja vozila;
- modeliranje več različnih linearnih modelov vozila, in sicer od najbolj enostavnega modela četrteine vozila pa do modela celotnega vozila;
- pregled literature povezane z možnimi pristopi za krmiljenje aktivnega vzmetenja;
- izvedba mehko krmiljenega aktivnega vzmetenja;
- izvedba primernege terena za testiranje kontrolnega algoritma;
- primerjava rezultatov dobljenih s pomočjo mehko krmiljenega aktivnega vzmetenja in pasivnega vzmetenja.

1.3 Pregled vsebine

Osnovni problem, ki ga skuša rešiti ta magistrska naloga, je, kako s pomočjo aktivnega vzmetenja in mehke logike izboljšati stabilnost vozila pri vožnji po zelo neravnih terenih. V poglavju 2 so na kratko opisani različni tipi vzmetenj. Predstavljeni so tudi najbolj osnovni matematični modeli vozil, s katerimi se testira odzive vzmetenj

na motnje, ki jih povzročajo neravnosti terena. Poglavje 3 prinaša pregled literature ter kratek opis različnih pristopov k izboljšanju lastnosti vzmetenja ter kratke primerjave različnih pristopov. Osnovni principi mehke logike so predstavljeni v poglavju 4. Realizacija mehko krmiljenega aktivnega vzmetenja obravnavanega vozila je opisana v poglavju 5. V poglavju 6 je predstavljen generator terenov ter je narejena primerjava predlaganega aktivnega in pasivnega vzmetenja. S poglavjem 7 zaokrožujemo celotno nalogo, predstavimo glavne doprinose ter predlagamo možne izboljšave in smernice za nadaljnje delo.

V magistrski nalogi skalarje označujemo z majhnimi tiskanimi poševnimi črkami, sile s poševnimi velikimi črkami, matrike s krepkimi velikimi črkami, vektorje pa z majhnimi krepkimi črkami. Prav tako pri opisovanju različnih modelov vozila uporabljamo naslednjo notacijo, ki je podana v nadaljevanju.

Model četrtine vozila

- m_v – vzmetena masa četrtine vozila,
- m_{nv} – nevzmetena masa vozila,
- z_v – vertikalni premik vzmetene mase,
- z_{nv} – vertikalni premik nevzmetene mase,
- z_{nc} – neravnost cestišča,
- k_{tv} – koeficient trdnosti vzmetenja,
- c_{db} – koeficient dušenja blažilcev,
- k_{pp} – koeficient prožnosti pnevmatike,
- c_{dp} – koeficient dušenja pnevmatike,
- F – sila aktuatorja.

Model polovičnega vozila

- m_v – vzmetena masa polovice vozila,
- $m_{nv,s}$ – nevzmetena masa sprednjega kolesa,
- $m_{nv,z}$ – nevzmetena masa zadnjega kolesa,

- θ – vzdolžni nagib okrog centra mase,
- I_θ – vzdolžni vztrajnostni moment okrog centra mase,
- a – razdalja med sprednjo osjo in težiščem vozila,
- b – razdalja med zadnjo osjo in težiščem vozila,
- z_c – vertikalni premik težišča vozila,
- $z_{v,s}$ – vertikalni premik sprednjega dela vzmetene mase,
- $z_{v,z}$ – vertikalni premik zadnjega dela vzmetene mase,
- $z_{nv,s}$ – vertikalni premik sprednjega dela nevzmetene mase,
- $z_{nv,z}$ – vertikalni premik zadnjega dela nevzmetene mase,
- $z_{nc,s}$ – neravnost cestišča na sprednjem kolesu,
- $z_{nc,z}$ – neravnost cestišča na zadnjem kolesu,
- c_{db} – koeficient dušenja sprednjih ali zadnjih blažilcev,
- k_{tv} – koeficient trdnosti sprednjega ali zadnjega vzmetenja,
- k_{pp} – koeficient prožnosti sprednje ali zadnje pnevmatike,
- F_s – sila sprednjega aktuatorja,
- F_z – sila zadnjega aktuatorja.

Model celotnega vozila

- m_v – vzmetena masa vozila,
- $m_{nv,sl}$ – nevzmetena masa sprednjega levega kolesa,
- $m_{nv,sd}$ – nevzmetena masa sprednjega desnega kolesa,
- $m_{nv,zl}$ – nevzmetena masa zadnjega levega kolesa,
- $m_{nv,zd}$ – nevzmetena masa zadnjega desnega kolesa,
- θ – vzdolžni nagib okrog centra mase,

- I_θ – vzdolžni vztrajnostni moment okrog centra mase,
- φ – prečni nagib okrog centra mase,
- I_φ – prečni vztrajnostni moment okrog centra mase,
- a – razdalja med sprednjo osjo in težiščem vozila,
- b – razdalja med levo stranjo in težiščem vozila,
- c – razdalja med desno stranjo in težiščem vozila,
- d – razdalja med zadnjo osjo in težiščem vozila,
- z_c – vertikalni premik težišča vozila,
- $z_{v,sl}$ – vertikalni premik sprednjega levega dela vzmetene mase,
- $z_{v,sd}$ – vertikalni premik sprednjega desnega dela vzmetene mase,
- $z_{v,zl}$ – vertikalni premik zadnjega levega dela vzmetene mase,
- $z_{v,zd}$ – vertikalni premik zadnjega desnega dela vzmetene mase,
- $z_{nv,sl}$ – vertikalni premik sprednjega levega dela nevzmetene mase,
- $z_{nv,sd}$ – vertikalni premik sprednjega desnega dela nevzmetene mase,
- $z_{nv,zl}$ – vertikalni premik zadnjega levega dela nevzmetene mase,
- $z_{nv,zd}$ – vertikalni premik zadnjega desnega dela nevzmetene mase,
- $z_{nc,sl}$ – neravnost cestišča na sprednjem levem kolesu,
- $z_{nc,sd}$ – neravnost cestišča na sprednjem desnem kolesu,
- $z_{nc,zl}$ – neravnost cestišča na zadnjem levem kolesu,
- $z_{nc,zd}$ – neravnost cestišča na zadnjem desnem kolesu,
- c_{db} – koeficient dušenja sprednjih ali zadnjih blažilcev,
- k_{tv} – koeficient trdnosti sprednjih ali zadnjih vzmetenj,
- k_{pp} – koeficient prožnosti sprednjih ali zadnjih pnevmatik,

- $F_{s,l}$ – sila sprednjega levega aktuatorja,
- $F_{s,d}$ – sila sprednjega desnega aktuatorja,
- $F_{z,l}$ – sila zadnjega levega aktuatorja,
- $F_{z,d}$ – sila zadnjega desnega aktuatorja.

2 Opis problema

Eden izmed pomembnejših sestavnih delov vsakega sodobnega vozila je vzmetenje. Lastnosti vzmetenja v veliki meri določajo udobnost vožnje in nadzor nad vozilom. Če odmislimo tlak v pnevmatikah, za večjo udobnost vožnje potrebujemo mehkejša vzmetenja, medtem ko za boljši nadzor nad vozilom potrebujemo trše vzmetenje, a hkrati še vedno ne pretrdo. Zaradi tega pri načrtovanju vzmetenja vedno delamo kompromis med *udobnostjo vožnje in nadzorom nad vozilom*.

Udobnost vožnje Heiβing in Ersoy [24] definirata kot splošno udobje ter počutje potnikov med vožnjo. Glavni vir nelagodja so nihanja ter hrup in vibracije. Ker se viri nihanj in vibracij nahajajo zunaj uporabniškega prostora (npr. cestišče, podvozje, pogoni itd.), lahko s posebej načrtovanimi komponentami zmanjšamo prenos in vdiranje teh motenj v uporabniški prostor. Količino oscilacij in vibracij, ki vplivajo na vertikalni pospešek, lahko uporabimo za kvantitativno ocenjevanje udobnosti vožnje.

Nadzor nad vozilom je lastnost, ki nam omogoča stabilno in varno vožnjo. To lastnost lahko zagotovimo z dobrim kontaktom med kolesi in vozno površino. Dobro vzmetenje preprečuje premikanje vozila v nezaželeni smeri (npr. bočni, prečni ali navpični premik)

in onemogoča prekomeren prenos teže na karoserijo vozila, ki vpliva na navpične obremenitve koles ter posledično negativno vpliva na nadzor nad vozilom [53, 54].

2.1 Aktivno vzmetenje

Poznamo dve osnovni skupini vzmetenj, in sicer *nekontrolirano* in *kontrolirano* vzmetenje. Vibracije, ki jih povzroča vozišče, nekontrolirano ali *pasivno* vzmetenje duši s pasivnimi komponentami, kot so pnevmatski ali hidravlični blažilci in vzmeti [26]. Pri pasivnem vzmetenju je količina absorbirane energije fiksna oziroma določena vnaprej in je izbrana tako, da v čim večji meri zadovolji tako udobnost vožnje kot stabilnost vozila. Če lahko vzmetenju spreminjamo faktor blaženja blažilcev ali s pomočjo aktuatorjev dodajamo ali odvezujemo energijo iz sistema, govorimo o kontroliranem vzmetenju. Če povzamemo po Savaresi, et al. [50], klasifikacijo kontroliranega vzmetenja lahko naredimo na podlagi hitrosti aktuatorjev in energije, ki je potrebna, da v sistemu naredimo spremembo. Rezultat takšne klasifikacije je naslednjih pet skupin kontroliranih vzmetenj: prilagodljivo vzmetenje, pol-aktivno vzmetenje, vzmetenje za vzdrževanje nivoja, počasno aktivno vzmetenje in popolnoma aktivno vzmetenje.

Pri počasnem in popolnoma aktivnem vzmetenju imamo poleg blažilcev in vzmeti tudi aktuatorje, ki po potrebi dodajajo ali odvezujejo energijo iz sistema. S pomočjo senzorjev krmilnik zaznava trenutne delovne pogoje, aktuatorji pa odpravljajo spreminjanje prečnega ali navpičnega naklona (npr. pri pospeševanju ali zaviranju, v ovinkih itd.). S takšnim načinom krmiljenja izboljšamo oprijem koles na vozno površino, kar bistveno vpliva na udobnost in varnost vožnje [13, 19]. Iz tega lahko sklepamo, da je določanje optimalne dušilne sile ključni problem vseh kontrolnih algoritmov aktivnih in pol-aktivnih sistemov vzmetenja. Za dobro delovanje aktivnega vzmetenja se morajo aktuatorji in/ali variabilni blažilci hitro in natančno odzivati na spremembe oziroma ukaze, ki jih določa krmilnik [34]. Osnovna razlika med počasnim in popolnoma aktivnim vzmetenjem je v njihovi izvedbi. Pri počasnem aktivnem vzmetenju sila, ki jo povzroča aktuator, deluje na sistem zaporedno z blažilci in vzmetmi, medtem ko pri popolnoma aktivnem vzmetenju sila, ki jo povzroča aktuator, deluje na sistem vzporedno z blažilci in vzmetmi. Hitrost odziva na spremembe je pri počasnem aktivnem vzmetenju med 3 in 5 Hz [15], medtem ko je pri popolnoma aktivnem vzmetenju med 20 in 30 Hz [50]. Razen v primerih, ko bo to izrecno izpostavljeno, se bomo v nadaljevanju z besedno zvezo *aktivno vzmetenje*

sklicevali na vseh pet skupin kontroliranega vzmetenja.

2.2 Različni nameni uporabe aktivnega vzmetenja

Prva uporaba aktivnega vzmetenja sega v zgodnja 80. leta prejšnjega stoletja in je bila prvič predstavljena na eksperimentalnem vozilu Lotus Esprit [26]. Od prve predstavitve pa do danes se je uporaba aktivnega vzmetenja zelo razširila. V literaturi najdemo veliko različnih primerov uporabe aktivnega vzmetenja. Nekateri od teh so:

- Pri osebnih vozilih aktivno vzmetenje uporabljamo tako za nadzorovanje prečnega in navpičnega premikanja kot tudi za ohranjanje vozne višine vozila, ki variira zaradi razlik v teži bremen. Kot primer kako s pomočjo aktivnega vzmetenja zmanjšujemo prečne nagibe lahko navedemo BMWjev sistem Dynamic Drive. To je sistem za preprečitev prevrnitve, ki z uporabo aktivnih stabilizatorjev na sprednji in zadnji osi in s pomočjo senzorjev pozicije in pospeškometrov bistveno izboljša stabilnost vozila, predvsem v ovinkih [58]. Kot primer vzdrževanja “stacionarne” prednastavljene višine vozila lahko navedemo osebni avtomobil Audi allroad [6], v katerem s pomočjo štirih zračnih blazin ohranjajo višino vozila, ne glede na različne obremenitve in porazdelitve teže.
- Za razliko od osebnih vozil, ki se večino časa vozijo po asfaltiranih cestah, se npr. vojaška ali gradbena vozila vozijo tudi po zelo nedostopnih terenih. Zaradi tega se vzmetenja pri takšnih vozilih precej razlikujejo od izvedb za osebna vozila. Obremenitve vzmeti so pri teh vozilih veliko večje kot pri osebnih vozilih, prav tako so večje tudi ovire na cestiščih. Stamm [57] navaja, da se pri vojaških vozilih pogosto uporabljajo iste šasije tovornjakov na zelo različnih terenih in v različne namene. Enkrat na šasijo montirajo nadgradnjo za reševalna vozila, drugič pa nadgradnjo za prevoz oboroženih vojakov. V takih primerih je zelo pomembna uporaba aktivnega vzmetenja, saj brez njega pri tako različni rabi šasije ne bi mogli doseči optimalnega udobja in stabilnosti.
- V svojem raziskovalnem delu Nagy in Gáspár [37] predstavljata uporabo aktivnega vzmetenja v zelo majhnem brezčloveškem vozilu, ki se giblje s hitrostjo, manjšo od 1 m/s . V tem primeru je glavni namen aktivnega vzmetenja, da s pomočjo žiroskopskih senzorjev in kontrolnega algoritma na zelo nedostopnih lokacijah zmanjša prečni in navpični naklon vozila.

- Mobilne robote čedalje pogosteje uporabljajo na neravnih, težko dostopnih terenih. Sem štejemo tudi raziskovanje drugih planetov. Ker se na takih terenih vozilo zlahka prevrne, izgubi stik z voziščem ipd., je zelo pomembno, da se roboti zelo hitro prilagodijo novim terenskim razmeram. Iagnemma, et al. [27] s pomočjo aktivnega vzmetenja spreminjajo težišče robota Sample Return Rover ter na ta način izboljšujejo njegove vozne karakteristike in zmanjšujejo možnost prevrnitve.

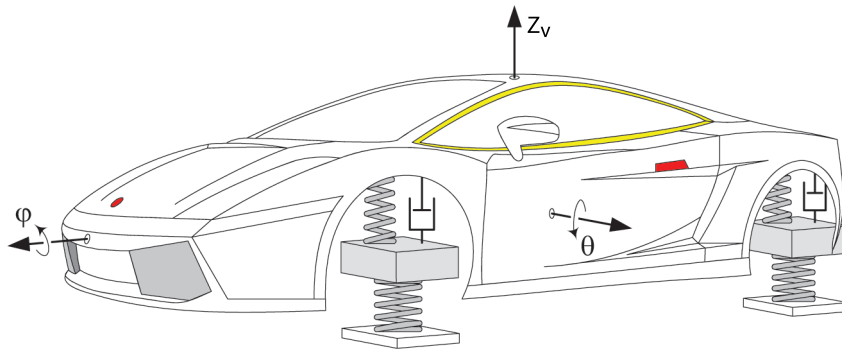
2.3 Matematični modeli

Uspešno vodenje kateregakoli procesa zahteva podrobno poznavanje in razumevanje tega. Ali drugače povedano, bolj ko je naše znanje poglobljeno in bolj ko poznamo proces, ki ga opazujemo, bolje ga lahko vodimo. Te procese lahko predstavimo z modeli. Model je poenostavljena predstavitev sistema, ki se osredotoča na določene pomembne elemente sistema. Matematični modeli skušajo z enačbami posnemati opazovani sistem in njegovo obnašanje ter tako omogočajo napovedovanje obnašanja sistema glede na vhodne parametre [39, 42]. Model mora biti dovolj kompleksen, da omogoči realistično simuliranje značilnosti sistema, vendar nič več kot to. Bolj ko je model kompleksen, več podatkov potrebuje in tako proizvede bolj zapletene rešitve in zahteva kompleksnejšo interpretacijo rezultatov [21, 43].

Za predstavitev dinamičnega obnašanja vozila in zmogljivosti sistema vzmetenja ter testiranja kontrolnega algoritma uporabljamo matematične modele vozila. Ti modeli so model četrtine vozila (angl. *Quarter car model*), model polovičnega vozila (angl. *Half of the car model*) in model celotnega vozila (angl. *Full car model*).

Za modele, ki jih bomo uporabljali, bomo domnevali, da je karoserija vozila toga in da se vozilo premika naravnost s konstantno hitrostjo v . V tem primeru se neravnosti cestišča pojavljajo kot vertikalni vhod proporcionalen s hitrostjo gibanja v [26]. Te neravnosti cestišča so tudi edini vir vibracij v celotnem sistemu. Druge možne vire vibracij v sistemu, kot je npr. motor, bomo zanemarili. Prav tako bomo zaradi majhne hitrosti, s katero se vozilo giblje, uporabljali približek za majhne kote ($\sin \alpha = \alpha$ in $\cos \alpha = 1$).

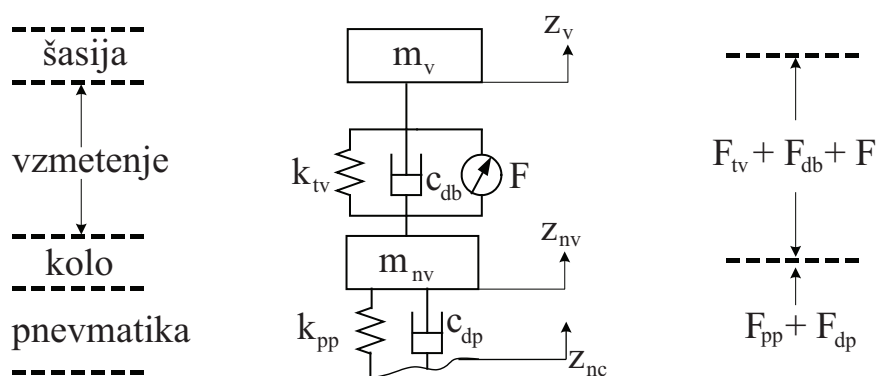
Na sliki 2.1 sta prikazani za opazovanje vedenja sistema vzmetenja najbolj zanimivi rotaciji, in sicer prečni nagib (φ) in vzdolžni nagib (θ) ter navpično gibanje vzmetene mase (z_v).



Slika 2.1 Model vozila v koordinatnem sistemu [29].

2.3.1 Model četrtnine vozila

Najbolj enostaven model za predstavitev dinamičnega obnašanja vozila je model četrtnine vozila. Model četrtnine vozila uporabljamo za obravnavanje navpičnega premika vozila (angl. *heave motion*). Na sliki 2.2 je prikazan splošni model četrtnine vozila, ki ima dve prostostni stopnji (angl. *Degrees Of Freedom* - DOF), in sicer navpično gibanje vzmetene mase (z_v) ter navpično gibanje nevzmetene mase (z_{nv}). Prostostna stopnja mehanskega sistema je število parametrov, ki določajo konfiguracijo sistema. Torej nevzmeteno maso, kolo, povežemo z vzmeteno maso, ki predstavlja eno četrtnino celotne mase vozila. Pri modeliranju nevzmetene mase bomo domnevali, da imata pnevmatika in cestišče samo eno stično točko ter bomo zanemarili vztrajnostni moment pnevmatike. Zaradi tega bo nevzmetena masa predstavljena samo z blažilcem in vzmetjo [40].



Slika 2.2 Model četrtnine vozila.

Čeprav bomo v spodnjem izračunu upoštevali koeficient dušenja pnevmatike c_{dp} , bi

ga lahko tudi zanemarili, saj je v primerjavi s koeficientom dušenja blažilcev zanemarljiv [45]. Če bi želeli še bolj poenostaviti model, bi lahko zanemarili maso kolesa m_{nv} in prožnost pnevmatike k_{pp} . V tem primeru bi dobili model četrtine vozila, ki ima samo eno prostostno stopnjo, in sicer navpično gibanje vzmetene mase (z_v).

Obnašanje sistema aktivnega vzmetenja lahko opišemo s pomočjo diferencialnih enačb. Iz slike 2.2 in s pomočjo Newtonovega zakona lahko napišemo enačbi gibanj

$$\begin{aligned} m_v \ddot{z}_v &= F_{tv} + F_{db} + F \\ &= k_{tv}(z_{nv} - z_v) + c_{db}(\dot{z}_{nv} - \dot{z}_v) + F, \end{aligned} \quad (2.1)$$

$$\begin{aligned} m_{nv} \ddot{z}_{nv} &= F_{pp} + F_{dp} - F_{tv} - F_{db} - F \\ &= k_{pp}(z_{nc} - z_{nv}) + c_{dp}(\dot{z}_{nc} - \dot{z}_{nv}) - k_{tv}(z_{nv} - z_v) - c_{db}(\dot{z}_{nv} - \dot{z}_v) - F, \end{aligned} \quad (2.2)$$

pri čemer sta \ddot{z}_v in \dot{z}_v pospešek in hitrost vzmetene mase ter \ddot{z}_{nv} in \dot{z}_{nv} pospešek in hitrost nevzmetene mase. Trdnost vzmeti in prožnost pnevmatike sta označena s k_{tv} in k_{pp} , medtem ko s c_{db} in c_{dp} označujemo dušenje blažilcev in dušenje pnevmatike.

Enačbi gibanj (2.1) in (2.2) lahko zapišemo kot matrični zapis sistema v prostoru stanj, in sicer kot

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}F + \mathbf{B}_r w, \quad (2.3)$$

kjer je neravnost cestišča definirana kot $w = \dot{z}_{nc}$. Matrike \mathbf{A} , \mathbf{B} in \mathbf{B}_r so matrike prehajanja stanj.

Če za spremenljivke stanj sistema vzamemo hitrost vzmetene mase $x_1 = \dot{z}_v$, upogib (hod) vzmetenja $x_2 = z_v - z_{nv}$, hitrost nevzmetene mase $x_3 = \dot{z}_{nv}$ in upogib pnevmatike $x_4 = z_{nv} - z_{nc}$, potem spremenljivke stanj lahko zapišemo v vektorski obliki in dobimo vektor stanj, ki je definiran kot $\mathbf{x} = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T$.

V tem primeru so matrike prehajanja stanj definirane kot

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \frac{c_{db}}{m_v} & -\frac{k_{tv}}{m_v} & \frac{c_{db}}{m_v} & 0 \\ 1 & 0 & -1 & 0 \\ \frac{c_s}{m_{nv}} & \frac{k_{db}}{m_{nv}} & -\frac{c_{dp} + c_{db}}{m_{nv}} & -\frac{k_{tv}}{m_{nv}} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{1}{m_v} \\ 0 \\ -\frac{1}{m_{nv}} \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{B}_r = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{c_{dp}}{m_{nv}} \\ -1 \end{bmatrix}. \quad (2.4)$$

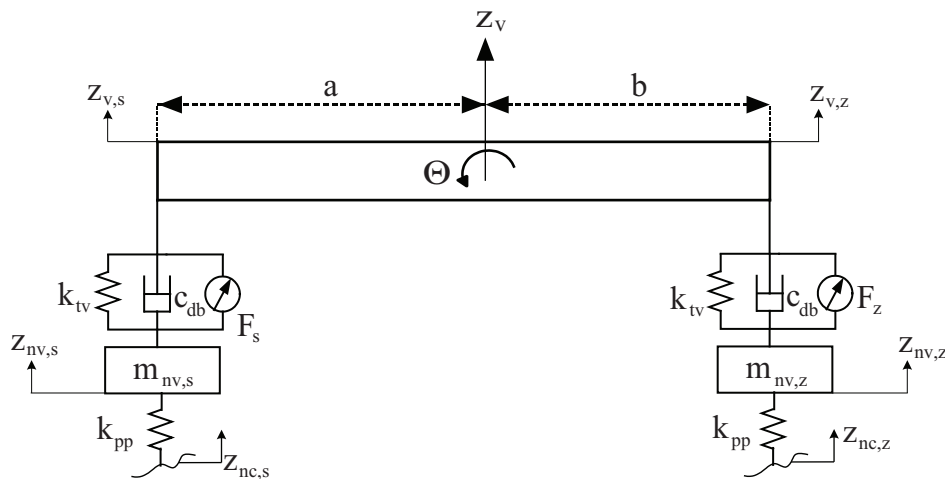
V nadaljevanju bomo modele opisovali samo s pomočjo enačb gibanj, saj nam bodo le-te osnova za izdelavo modela celotnega vozila v programskem okolju Simulink. Ker bodo v našem primeru koeficienti trdnosti vzmeti k_{tv} za vse vzmeti enaki, jih bomo

označevalil brez prefiksov (spredaj, zadaj, levo oziroma desno). Enako velja tudi za koeficiente prožnosti pnevmatik k_{pp} in koeficiente dušenja blažilcev c_{db} .

Model četrtine vozila zelo dobro opisuje dinamično obnašanje vzmetenja. Njegova glavna pomanjkljivost je, da z njim ni mogoče predstaviti posledic delovanja sil v povezavi z geometrijskimi značilnostmi vozila. Torej nam ne omogoča preučevanja medsebojnih povezav vzdolžnih in prečnih nagibov [29]. Model polovičnega vozila v določeni meri odpravi pomanjkljivosti modela četrtine vozila.

2.3.2 Model polovičnega vozila

Ko združimo dva modela četrtine vozila, dobimo model polovičnega vozila. Torej dve nevezmeteni masi, ki predstavljata sprednje in zadnje kolo, povežemo z vzmeteno maso, ki predstavlja polovico celotne mase karoserije vozila. Pri modelu polovičnega vozila poleg navpičnega premika obravnavamo vzdolžni nagib vozila (angl. *pitch motion*) ali prečni nagib vozila (angl. *roll motion*). Model polovičnega vozila, ki ima štiri prostostne stopnje, je prikazan na sliki 2.3. Prostostne stopnje modela polovičnega vozila so navpično gibanje vzmetene mase (z_v), vzdolžni nagib (θ) ter navpično gibanje sprednje in zadnje nevezmetene mase ($z_{nv,s}$ in $z_{nv,z}$).



Slika 2.3 Model polovice vozila, ki ga lahko uporabimo za obravnavo vzdolžnega ali prečnega nagiba vozila.

Obnašanje sistema aktivnega vzmetenja lahko opišemo s pomočjo diferencialnih enačb. Iz slike 2.3 in s pomočjo Newtonovega zakona lahko napišemo enačbe gibanj:

$$\begin{aligned}
m_s \ddot{z}_v &= F_{tv,s} + F_{db,s} + F_s + F_{tv,z} + F_{db,z} + F_z \\
&= k_{tv}(z_{nv,s} - z_{v,s}) + c_{db}(\dot{z}_{nv,s} - \dot{z}_{v,s}) + F_s \\
&\quad + k_{tv}(z_{nv,z} - z_{v,z}) + c_{db}(\dot{z}_{nv,z} - \dot{z}_{v,z}) + F_z,
\end{aligned} \tag{2.5}$$

$$\begin{aligned}
m_{nv,s} \ddot{z}_{nv,s} &= F_{pp,s} - F_{tv,s} - F_{db,s} - F_s \\
&= k_{pp}(z_{nc,s} - z_{nv,s}) - k_{tv}(z_{nv,s} - z_{v,s}) - c_{db}(\dot{z}_{nv,s} - \dot{z}_{v,s}) - F_s,
\end{aligned} \tag{2.6}$$

$$\begin{aligned}
m_{nv,z} \ddot{z}_{nv,z} &= F_{pp,z} - F_{tv,z} - F_{db,z} - F_z \\
&= k_{pp}(z_{nc,z} - z_{nv,z}) - k_{tv}(z_{nv,z} - z_{v,z}) - c_{db}(\dot{z}_{nv,z} - \dot{z}_{v,z}) - F_z.
\end{aligned} \tag{2.7}$$

Če predvidevamo, da bo kontrolni algoritem vzdolžni nagib vzdrževal okoli ničle, lahko s pomočjo približka za majhne kote, zapišemo izraza

$$z_{v,s} = z_v - a\theta, \tag{2.8}$$

$$z_{v,z} = z_v - a\theta \tag{2.9}$$

iz vsote momentov okoli centra mase pa lahko nato izrazimo vzdolžni pospešek kot

$$\begin{aligned}
I_\theta \ddot{\theta} &= F_{tv,s} + F_{db,s} + F_s + F_{tv,z} + F_{db,z} + F_z \\
&= -ak_{tv}(z_{nv,s} - z_{v,s}) - ac_{db}(\dot{z}_{nv,s} - \dot{z}_{v,s}) - aF_s \\
&\quad + bk_{tv}(z_{nv,z} - z_{v,z}) + bc_{db}(\dot{z}_{nv,z} - \dot{z}_{v,z}) + bF_z,
\end{aligned} \tag{2.10}$$

pri čemer sta a in b razdalja med sprednjo osjo in težiščem vozila in razdalja med zadnjo osjo in težiščem vozila.

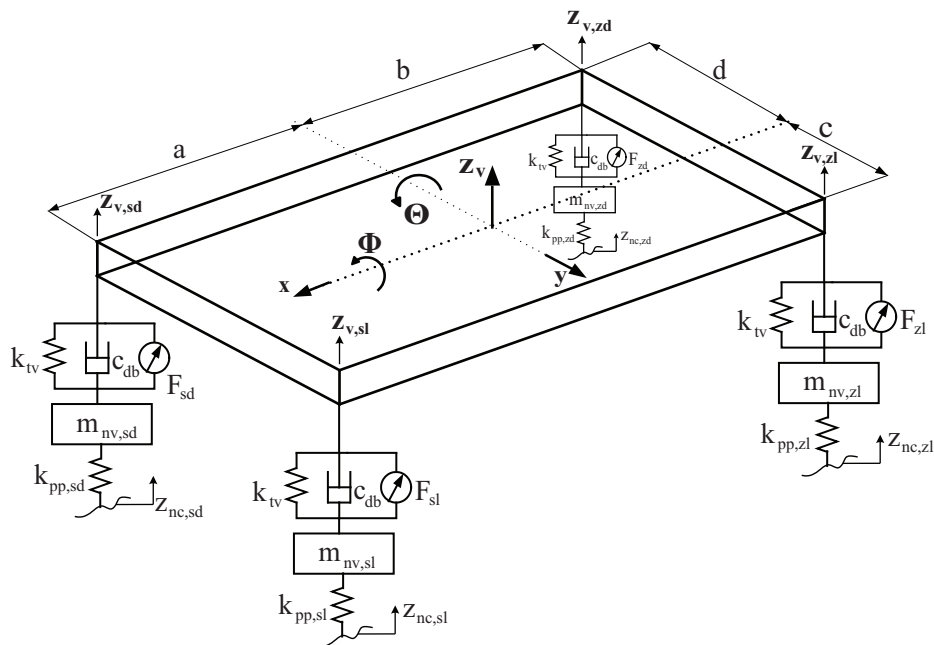
Ena od glavnih prednosti modela polovičnega vozila v primerjavi z modelom četrtine vozila je, da delno upošteva geometrijske karakteristike vozila. Z njim lahko simuliramo vzdolžni (ali prečni) nagib vozila ter za sprednje in zadnje blažilce in vzmeti določamo drugačne karakteristike, kar je tudi primer pri dejanskih vozilih.

Wakeham in Rideout [65] sta primerjala dve različni izvedbi modela polovičnega vozila. Prva izvedba modela polovičnega vozila je imela samo en krmilnik, ki je istočasno skrbel za krmiljenje sprednjega in zadnjega aktuatorja. Druga izvedba je imela dva neodvisna krmilnika, ki sta skrbela vsak za "svoj" aktuator. Raziskava je pokazala, da sta se modela, glede na zastavljene cilje, različno obnesla. Ko je bil zahtevan čim manjši

vertikalni pospešek vozila, se je bolje obnesel model z dvema neodvisnima krmilnikoma. Ko je bil zahtevan čim manjši vzdolžni pospešek, je imel model z enim krmilnikom bistveno boljše rezultate. Vzrok temu je, da izvedba modela z dvema neodvisnima krmilnikoma ne razlikuje navpičnih in vzdolžnih premikov. Ko je bil v ospredju nadzor nad vozilom, sta se obe izvedbi obnesli precej podobno.

2.3.3 Model celotnega vozila

Ko združimo štiri modele četrtine vozila, dobimo model celotnega vozila, ki ima 7 prostostnih stopinj. Torej štiri nevzmetene mase, ki predstavljajo sprednje levo, sprednje desno, zadnje levo in zadnje desno kolo, povežemo z vzmeteno maso, ki predstavlja celotno maso karoserije vozila. Pri modelu celotnega vozila poleg navpičnega premika in vzdolžnega nagiba vozila obravnavamo tudi prečni nagib. Model celotnega vozila, ki ima sedem prostostnih stopinj, je prikazan na sliki 2.4. Prostostne stopnje modela celotnega vozila so navpični premik (z_v), vzdolžni nagib (θ) in prečni nagib (φ) vzmetene mase ter štiri vertikalne premike nevzmetenih mas ($z_{nv,sl}$, $z_{nv,sd}$, $z_{nv,zl}$ in $z_{nv,zd}$). Obnašanje sistema aktivnega vzmetenja lahko opišemo s pomočjo diferencialnih enačb (2.11–2.15).



Slika 2.4 Model celotnega vozila, ki ga lahko uporabimo za obravnavo vzdolžega in prečnega nagiba vozila.

$$\begin{aligned}
m_v \ddot{z}_v &= F_{tv,sl} + F_{db,sl} + F_{sl} + F_{tv,sd} + F_{db,sd} + F_{sd} \\
&\quad + F_{tv,zl} + F_{db,zl} + F_{zl} + F_{tv,zd} + F_{db,zd} + F_{zd} \\
&= k_{tv}(z_{nv,sl} - z_{v,sl}) + c_{db}(\dot{z}_{nv,sl} - \dot{z}_{v,sl}) + F_{sl} \\
&\quad + k_{tv}(z_{nv,sd} - z_{v,sd}) + c_{db}(\dot{z}_{nv,sd} - \dot{z}_{v,sd}) + F_{sd} \\
&\quad + k_{tv}(z_{nv,zl} - z_{v,zl}) + c_{db}(\dot{z}_{nv,zl} - \dot{z}_{v,zl}) + F_{zl} \\
&\quad + k_{tv}(z_{nv,zd} - z_{v,zd}) + c_{db}(\dot{z}_{nv,zd} - \dot{z}_{v,zd}) + F_{zd},
\end{aligned} \tag{2.11}$$

$$\begin{aligned}
m_{nv,sl} \ddot{z}_{nv,sl} &= F_{pp,sl} - F_{tv,sl} - F_{db,sl} - F_{sl} \\
&= k_{pp}(z_{nc,sl} - z_{nv,sl}) - k_{tv}(z_{nv,sl} - z_{v,sl}) \\
&\quad - c_{db}(\dot{z}_{nv,sl} - \dot{z}_{v,sl}) - F_{sl},
\end{aligned} \tag{2.12}$$

$$\begin{aligned}
m_{nv,sd} \ddot{z}_{nv,sd} &= F_{pp,sd} - F_{tv,sd} - F_{db,sd} - F_{sd} \\
&= k_{pp}(z_{nc,sd} - z_{nv,sd}) - k_{tv}(z_{nv,sd} - z_{v,sd}) \\
&\quad - c_{db}(\dot{z}_{nv,sd} - \dot{z}_{v,sd}) - F_{sd},
\end{aligned} \tag{2.13}$$

$$\begin{aligned}
m_{nv,zl} \ddot{z}_{nv,zl} &= F_{pp,zl} - F_{tv,zl} - F_{db,zl} - F_{zl} \\
&= k_{pp}(z_{nc,zl} - z_{nv,zl}) - k_{tv}(z_{nv,zl} - z_{v,zl}) \\
&\quad - c_{db}(\dot{z}_{nv,zl} - \dot{z}_{v,zl}) - F_{zl},
\end{aligned} \tag{2.14}$$

$$\begin{aligned}
m_{nv,zd} \ddot{z}_{nv,zd} &= F_{pp,zd} - F_{tv,zd} - F_{db,zd} - F_{zd} \\
&= k_{pp}(z_{nc,zd} - z_{nv,zd}) - k_{tv}(z_{nv,zd} - z_{v,zd}) \\
&\quad - c_{db}(\dot{z}_{nv,zd} - \dot{z}_{v,zd}) - F_{zd}.
\end{aligned} \tag{2.15}$$

Če predvidevamo, da bo kontrolni algoritem vzdolžni in prečni nagib vzdrževal okoli ničle, lahko s pomočjo približka za majhne kote, zapišemo izraze

$$z_{v,sl} = z_v + c\varphi - a\theta \tag{2.16}$$

$$z_{v,sd} = z_v - d\varphi - a\theta \tag{2.17}$$

$$z_{v,zl} = z_v + c\varphi + b\theta \tag{2.18}$$

$$z_{v,zd} = z_v - d\varphi + b\theta \tag{2.19}$$

vzdolžni pospešek okoli centra mase izrazimo kot

$$\begin{aligned}
I_\theta \ddot{\theta} = & ak_{tv}(z_{v,sl} - z_{nv,sl}) + ac_{db}(\dot{z}_{v,sl} - \dot{z}_{nv,sl}) - aF_{sl} \\
& + ak_{tv}(z_{v,sd} - z_{nv,sd}) + ac_{db}(\dot{z}_{v,sd} - \dot{z}_{nv,sd}) - aF_{sd} \\
& - bk_{tv}(z_{v,zl} - z_{nv,zl}) - bc_{db}(\dot{z}_{v,zl} - \dot{z}_{nv,zl}) + bF_{zl} \\
& - bk_{tv}(z_{v,zd} - z_{nv,zd}) - bc_{db}(\dot{z}_{v,zd} - \dot{z}_{nv,zd}) + bF_{zd},
\end{aligned} \tag{2.20}$$

prečni pospešek okoli centra mase pa lahko izrazimo z izrazom

$$\begin{aligned}
I_\varphi \ddot{\varphi} = & -ck_{tv}(z_{v,sl} - z_{nv,sl}) - cc_{db}(\dot{z}_{v,sl} - \dot{z}_{nv,sl}) + cF_{sl} \\
& + dk_{tv}(z_{v,sd} - z_{nv,sd}) + dc_{db}(\dot{z}_{v,sd} - \dot{z}_{nv,sd}) - dF_{sd} \\
& - ck_{tv}(z_{v,zl} - z_{nv,zl}) - cc_{db}(\dot{z}_{v,zl} - \dot{z}_{nv,zl}) + cF_{zl} \\
& - dk_{tv}(z_{v,zd} - z_{nv,zd}) + dc_{db}(\dot{z}_{v,zd} - \dot{z}_{nv,zd}) - dF_{zd},
\end{aligned} \tag{2.21}$$

kjer sta c in d razdalja med desno stranjo in težiščem vozila in razdalja med zadnjo osjo in težiščem vozila.

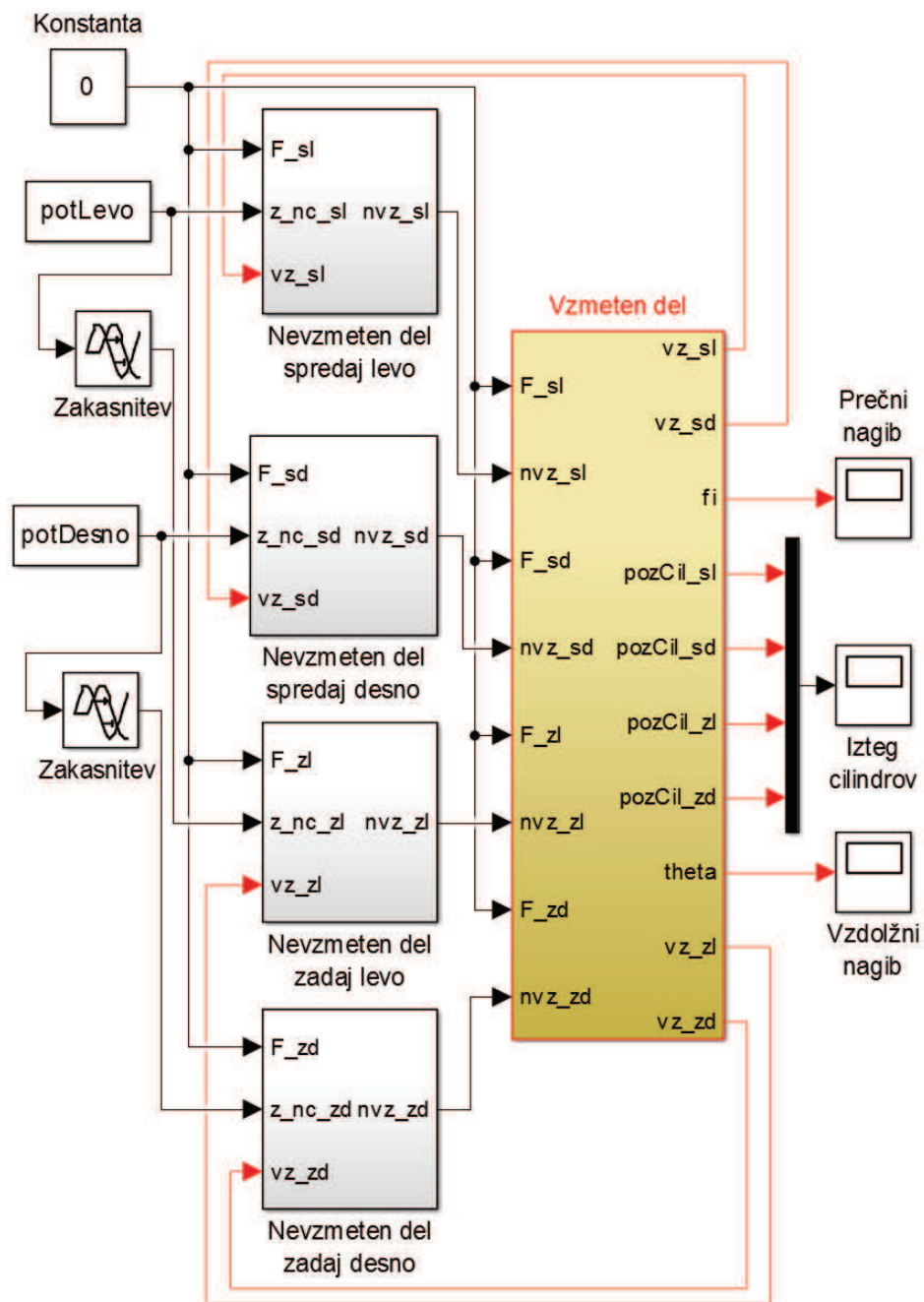
2.4 Model celotnega vozila v okolju Simulink

Na osnovi enačb gibanj (2.11 - 2.21) smo v okolju Simulink zgradili model celotnega vozila s pasivnim vzmetenjem, ki je prikazan na sliki 2.5. Model je sestavljen iz petih podmodelov, in sicer podmodela vzmetene mase ter štirih podmodelov za vsako nevzmeteno maso (kolo). Ker predvidevamo, da se vozilo giblje naravnost s konstantno hitrostjo, je neravnost cestišča, ki je bila zaznana na zadnjem levem kolesu časovno zakasnjena neravnost cestišča, ki je bila zaznana na sprednjem levem kolesu. Enako velja tudi za desno stran vozila. Čas zakasnitve (τ) je odvisen od hitrosti gibanja in medosne razdalje ter ga lahko zapišemo z izrazom

$$\tau = \frac{a + b}{v}, \tag{2.22}$$

pri čemer je $a + b$ medosna razdalja vozila v m , v pa hitrost gibanja vozila v m/s .

Model celotnega vozila s pasivnim vzmetenjem na sliki 2.5 je že predpripravljen tako, da se ga lahko uporabi kot osnovo za model z aktivnim vzmetenjem. Vse kar je potrebno spremeniti je to, da se na vhode za sile pripelje kontrolni signal.



Slika 2.5 Simulink model celotnega vozila s pasivnim vzmetenjem.

3 Možni pristopi k regulaciji sistema

V zadnjem času številni raziskovalci raziskujejo, kako s pomočjo aktivnega vzmetenja izboljšati stabilnost in udobnost vožnje. Ghazaly in Moaaz [22] v pregledu literature, kot do danes najbolj uveljavljene kontrolne pristope na področju aktivnega vzmetenja, navajata linearne kvadratne regulatorje (angl. *Linear Quadratic Regulator* - LQR), linearno kvadratne Gaussove regulatorje (angl. *Linear Quadratic Gaussian* - LQG), nevronske mreže (angl. *Neural network*), H_∞ nadzor, mehko logiko (angl. *Fuzzy logic*) in kontrolo s predogledom (angl. *Preview control*).

3.1 Linearni kvadratni regulatorji

Linearni kvadratni regulatorji (LQR) se pogosto uporabljajo v študijah o pol-aktivnem ali aktivnem vzmetenju vozila. V številnih raziskovalnih delih s področja aktivnega vzmetenja vozil [2, 16, 28, 33, 56] najdemo primerjavo med pasivnim in aktivnim vzmetenjem, ki ga krmilimo s pomočjo LQR. V raziskovalnih delih [2, 33, 67] na modelu četrtine vozila ter na različnih cestnih profilih primerjajo lastnosti pasivnega in aktivnega vzmetenja, ki je krmiljeno s pomočjo LQR. Izkazalo se je, da s pomočjo aktivnega vzmetenja

močno zmanjšamo hod vzmetenja ter da je čas iznihavanja pri aktivnem vzmetenju zelo kratek. Prav tako se izboljša udobje vožnje in stik med kolesi in voziščem, kar direktno vpliva na boljši nadzor nad vozilom.

3.2 Linearno kvadratni Gaussovi regulatorji

Linearno kvadratni Gaussov regulator (LQG) je kombinacija LQR regulatorja in Kalman-ovega filtra. Chai in Sun [12] sta na modelu celotnega vozila primerjala pasivno ter aktivno vzmetenje, ki je bilo krmiljeno s pomočjo LQG. Izkazalo se je, da je aktivno vzmetenje v vseh pogledih bolj uspešno od pasivnega vzmetenja. S pomočjo aktivne kontrole se je bistveno zmanjšal vertikalni in prečni pospešek vzmetene mase, s tem pa se je posledično izboljšala tudi udobnost vožnje.

Nagy in Gáspár [37] sta z LQG prav tako na modelu celotnega vozila vzdrževala prečni in bočni nagib, tako da se vozilo čim lažje oziroma čim bolj varno giblje po težko dostopnih terenih. Dharan, et al. [14] s pomočjo LQG zmanjšujejo vibracije v pol-aktivnem vzmetenju. Navajajo, da je prednost LQG v primerjavi z LQR ta, da je LQG zmožen kontrolirati multivariabilen sistem brez potrebe po merjenju vseh stanj sistema.

3.3 Nevronske mreže

Primerjavo aktivnih vzmetenj, ki ju nadzorujeta LQR in adaptivne nevronske mreže, najdemo v [68]. Pri simulaciji modela četrtine vozila na zelo slabih cestiščih so se adaptivne nevronske mreže precej bolje obnesle. Opazno je občutno zmanjšanje vertikalnega pospeška vzmetene mase ter izboljšan stik med kolesi in voziščem.

Eski in Yildirim [18] sta na modelu celotnega vozila primerjala odziv pasivnega ter dveh aktivnih vzmetenj na vibracije, ki jih povzročajo naključni cestni profili. Med testiranjem se je pasivno vzmetenje glede na pričakovane rezultate najslabše obneslo. Aktivno vzmetenje s PID regulacijo je doseglo boljše rezultate od pasivnega vzmetenja, ni pa izpolnilo zelenega odziva na vibracije. Edino vzmetenje, ki je v celoti doseglo zelene rezultate, je aktivno vzmetenje z nevronskimi mrežami. Kot glavne razloge za zelo dobre rezultate aktivnega vzmetenja z nevronskimi mrežami navajata naslednje lastnosti nevronskih mrež: robustni kontrolni algoritem, adaptivno učenje, samoorganizacija in toleranca na napake.

3.4 H_∞ nadzor

Primerjavo pasivnega in aktivnega vzmetenja s H_∞ nadzorom na modelu četrtine vozila najdemo v [32, 38, 73] ter v [25], kjer je za razliko od ostalih upoštevana tudi naključna zakasnitev hidravličnih aktuatorjev. Pri vseh simulacijah se je aktivno vzmetenje bolje obneslo pri zmanjševanju pospeška vzmetene mase, zmanjšanem upogibu vzmeti in izboljšani stabilnosti vozila. Prav tako je pri aktivnem vzmetenju opazen tudi zelo kratek čas iznihavanja.

Na modelu polovičnega vozila Shariati, et al. [55] primerjajo odziv pasivnega in aktivnega vzmetenja z H_∞ nadzorom. Tudi v tem primeru se je aktivno vzmetenje, z izjemo upogiba sprednje vzmeti, veliko bolje obneslo od pasivnega vzmetenja.

3.5 Mehka logika

V zadnjih letih se je uporaba mehke logike v krmiljenju aktivnega vzmetenja zelo razširila. Primerjavo mehko krmiljenega aktivnega vzmetenja in pasivnega vzmetenja najdemo v [44, 60]. Na modelu četrtine vozila so s pomočjo mehko krmiljenega aktivnega vzmetenja zmanjšali upogib vzmetenja ter izboljšali udobnost vožnje.

Primerjavo med aktivnim vzmetenjem s PID regulacijo in mehko krmiljenim aktivnim vzmetenjem na modelu četrtine vozila najdemo v [41, 48], na modelu polovičnega vozila pa v [47, 66]. V vseh raziskavah so s pomočjo mehko krmiljenega aktivnega vzmetenja dosegli boljše rezultate pri udobnosti in stabilnosti vožnje.

Odziv na neravnosti cestišča pasivnega in mehko krmiljenega aktivnega vzmetenja na modelu polovičnega vozila najdemo v [59]. S pomočjo mehko krmiljenega aktivnega vzmetenja je opazno zmanjšano upogibanje sprednje in zadnje vzmeti.

Primerjavo med pasivnim in dvema aktivnima vzmetenjema na modelu celotnega vozila najdemo v [49]. Aktivno vzmetenje z mehkim krmilnikom je v primerjavi z aktivnim vzmetenjem s PID krmilnikom oziroma pasivnim vzmetenjem doseglo boljše rezultate v zmanjšanju pospeška vzmetene mase, kot tudi v zmanjšanem prečnem in vzdolžnem nagibu. Tudi čas iznihavanja je pri mehko krmiljenem aktivnem vzmetenju veliko krajši, kot pri aktivnem vzmetenju s PID regulacijo. V [62] so na modelu avtobusa naredili primerjavo pasivnega in mehko krmiljenega aktivnega vzmetenja. Glavni namen raziskave je, da s pomočjo zračnih vzmeti zmanjšajo vibracije v sistemu, ki jih povzročajo neravnosti na cestiščih, kar so tudi dosegli z mehko krmiljenim aktivnim vzmetenjem.

3.6 Kontrola s predgledom

Za dobro delovanje kateregakoli kontrolnega algoritma morajo biti informacije na osnovi katerih se algoritmem odloča dovolj zgodaj sprejete in obdelane. Večina motenj, ki se v sistemu pojavljajo, izvira iz neravnosti cestišča. Če so te neravnosti dovolj hitro opažene, ima kontrolni algoritem dovolj časa, da se nanje optimalno odzove. Eden od načinov, kako naj bi te neravnosti cestišča opazili, oziroma zaznali, je z dodatnimi senzorji ali kamerami, ki bi analizirali pot. Takšnemu načinu zajetja informacij pravijo *Pogled vnaprej* (angl. *Look ahead preview*). Primerjavo pasivnega in mehko krmiljenega aktivnega vzmetenja s pogledom vnaprej najdemo v [7]. Primerjava je najprej narejena na modelu četrtine vozila, pri katerem je mehko krmiljeno aktivno vzmetenje v primerjavi s pasivnim doseglo precejšnje zmanjšanje v upogibanju vzmeti, medtem ko ni doseženo opazno izboljšanje udobnosti vožnje. V nadaljevanju je na modelu polovičnega vozila narejena podobna primerjava, v kateri je doseženo tako zmanjšanje v upogibanju vzmeti, kot tudi izboljšanje udobnosti vožnje.

Druga možnost zajetja informacij, ki ni enako učinkovita, a ne zahteva dodatne strojne opreme, je metoda *Medosni predgled* (angl. *Wheelbase preview*). Če predvidevamo, da peljemo naravnost po cestišču ter poznamo medosno razdaljo in hitrost vožnje, lahko izračunamo, kdaj se bodo neravnosti, ki so se najprej pojavile na sprednjih kolesih, pojavile tudi na zadnjih. V [4] so na modelu polovičnega vozila naredili raziskavo o izboljšanju aktivnega vzmetenja s kontrolo z medosnim predgledom. Med ostalim so ugotovili, da se pri počasnem aktivnem vzmetenju z medosnim predgledom upogib zadnje vzmeti pri hitrosti med 7 in 10 m/s zmanjša za kar 49 %.

V [5] so na modelu polovičnega vojaškega vozila, ki se giblje naprej s konstantno hitrostjo 20 m/s , ugotovili, da je čas od 0,2 s dovolj za doseganje optimalnih rezultatov pri aktivnem vzmetenju s pogledom naprej. Ugotovili so tudi, da z metodo *pogled v naprej* izboljšajo samo delovanje sprednjih vzmetenj, medtem ko z metodo z *medosnim predgledom* izboljšajo le delovanje zadnjih vzmetenj.

4 Mehka logika

Mehka logika je logika, v kateri namesto števil za računanje uporabljamo kar besede [69] in jo je leta 1965 predstavil Zadeh Lotfi [70]. Osnovna ideja mehke logike izhaja iz tega, da je večina elementov, s katerimi se srečujemo v vsakdanjem življenju, bolj kot ne istočasno vsebovanih v večih množicah. Torej za razliko od klasičnih ali trdih množic, v katerih določeni element množici pripada ali ne, lahko mehki množici določeni element pripada samo delno.

Kot primer vzemimo množico realnih števil *med 5 in 7* in jo označimo z O . Ostro množico O , katere zaloga vrednosti je množica realnih vrednosti \mathbb{R} , lahko zapišemo kot $O = \{r \in \mathbb{R} | 5 \leq r \leq 7\}$. Rezultat pripadnostne funkcije $\mu_O(r)$ ostre množice O je 1 za vsa realna števila r , ki se nahajajo med 5 in 7 ter 0 za vsa ostala števila. Pripadnostno funkcijo $\mu_O(r)$ ostre množice O lahko zapišemo kot:

$$\mu_O(r) = \begin{cases} 1, & \text{če je } 5 \leq r \leq 7, \\ 0, & \text{sicer.} \end{cases} \quad (4.1)$$

Mehko množico \tilde{M} lahko zapišemo kot: $\tilde{M}(x) = \{x | \mu_{\tilde{M}}(x)\}$, pri čemer je $\mu_{\tilde{M}}(x)$ pripa-

dnostna funkcija elementa x mehki množici \tilde{M} . Pripadnostno funkcijo mehke množice \tilde{M} lahko zapišemo kot $\mu_{\tilde{M}}(x) \in [0, 1]$. Najpogostejše linearne oblike pripadnostne funkcije so trikotne in trapezoidne ter gaussove in sigmoidne, ki so nelinearne oblike. Osnovna ideja mehkih množic je, da zamegli oziroma zabriše ostre razlike med množicami ter da s pomočjo pripadnostne funkcije omogoči različne stopnje pripadnosti. Primer mehke množice *med 5 in 7* bi lahko podali s pripadnostno funkcijo:

$$\tilde{M}(x) = \begin{cases} x - 5, & \text{če je } 5 < x \leq 6, \\ 7 - x, & \text{če je } 6 < x \leq 7, \\ 0, & \text{sicer.} \end{cases} \quad (4.2)$$

Standardne operacije z mehкими množicami, kot jih je definiral Zadeh [70], so mehki presek, mehka unija in mehki komplement. Če sta mehki množici \tilde{M}_1 in \tilde{M}_2 v prostoru $x \in \mathbb{R}$ s pripadnostnimi funkcijami $\mu_{\tilde{M}_1}(x)$ in $\mu_{\tilde{M}_2}(x)$, so pripadnostne funkcije mehkih presekov, mehkih unij in mehkih komplementov definirane kot:

- *mehki presek*: $\mu_{\tilde{M}_1 \cap \tilde{M}_2}(x) = \min(\mu_{\tilde{M}_1}(x), \mu_{\tilde{M}_2}(x))$,
- *mehka unija*: $\mu_{\tilde{M}_1 \cup \tilde{M}_2}(x) = \max(\mu_{\tilde{M}_1}(x), \mu_{\tilde{M}_2}(x))$,
- *mehki komplement*: $\mu_{\tilde{M}_1^c}(x) = 1 - \mu_{\tilde{M}_1}(x)$.

4.1 Proces mehkega sklepanja

Sklepanje brez natančnih informacij je ena od osnovnih idej mehke logike. Lingvistične spremenljivke, ki so eden od osnovnih gradnikov mehke logike, je Zadeh prvič predstavil v [71]. Vrednosti mehkih spremenljivk so opisane z besedami iz naravnega jezika in jim rečemo mehke množice. Proces mehkega sklepanja je sestavljen iz treh osnovnih podprocesov, in sicer *mehčanja* (angl. *fuzzification*), *mehkega sklepanja* (angl. *fuzzy inference*) in *ostrenja* (angl. *defuzzification*).

4.1.1 Mehčanje ali fuzifikacija

Ker so vhodne vrednosti v mehki krmilnik najpogosteje ostre, jih je treba najprej pretvoriti v mehke vrednosti, ki pa so predstavljene z mehкими množicami. Z mehčanjem določimo stopnjo pripadnosti vhodne mehke spremenljivke posamezni mehki množici. Mehke množice določi snovalec sistema na osnovih svojih izkušenj, lahko pa jih tudi

optimizira z različnimi pristopi, kot so npr. *genetski algoritmi*. Mehčanje ali fuzifikacija je torej proces, v katerem ostre vhodne vrednosti pretvorimo v mehke [46] in vsebuje naslednje tri funkcije [35]: merjenje vhodne ostre vrednosti, skaliranje razpona vhodne vrednosti v pripadajočo zalogo vrednosti ter pretvorba ostre vhodne vrednosti v mehko vrednost.

4.1.2 Mehko sklepanje

Osnovni gradniki mehke logike so poleg lingvističnih spremenljivk še mehka pravila. Sistem mehkega sklepanja je sestavljen iz lingvističnih ali mehkih spremenljivk, mehkih pravil in mehanizma mehkega sklepanja [8]. Mehka pravila so skupek pravil, na osnovi katerih mehanizem mehkega sklepanja modelira proces približnega sklepanja. Najpogostejša oblika zapisa mehkih pravil je oblike *če A potem B*, pri čemer so pogoji *A* in sklepi *B* mehke vrednosti. V posameznem mehkem pravilu imamo lahko več vhodnih pogojev in en izhodni sklep. Pogoji so lahko medsebojno povezani z logičnimi operatorji *in*, *ali* ter *negacija*.

4.1.3 Ostrenje ali defuzifikacija

Ostrenje je zadnji korak procesa mehkega sklepanja in vsebuje funkciji [35] skaliranja, v katerem se razpon izhodne vrednosti skalira v pripadajočo zalogo vrednosti, ter pretvorbo mehke izhodne vrednosti v ostro vrednost. Metod ostrenj je več. Nekatere od teh so [46] *metoda višine*, *težiščna metoda*, *metoda središč vsot* in *metoda maksimumov*.

4.2 Matlab orodje za mehko logiko

V pričujoči magistrski nalogi smo proces mehkega sklepanja realizirali v programskem okolju Matlab ter s pomočjo orodja za mehko logiko *Fuzzy Logic Toolbox*. Orodje nam omogoča snovanje (in analizo) sistema mehkega sklepanja ter implementacijo le-tega v okolje Simulink, v katerem smo naredili model celotnega vozila. Nekatere od osnovnih funkcij, ki nam jih orodje ponuja, so dodajanje vhodnih in izhodnih mehkih spremenljivk, razbitje zalog vrednosti mehkih spremenljivk na mehke množice, definiranje mehkih pravil, izbira metode ostrenja itn.

5 Mehko krmiljenje aktivnega vzmetenja obravnavanega vozila

Ko se v avtomobilski industriji ali v industriji mobilnih strojev govori o aktivnem vzmetenju, je vedno v ospredju udobnost vožnje ter stabilnost vozila. Pri obravnavanem vozilu, katerega 3D model je prikazan na sliki 5.1, bo udobnost vožnje na drugem mestu, saj je namen obravnavanega aktivnega vzmetenja, da je vozilo ves čas v čim bolj vodoravnem položaju, tako po vzdolžni kot tudi po prečni osi. Takšno aktivno vzmetenje bo povečalo stabilnost vozila pri vožnji in delu. Torej, z aktivnim vzmetenjem želimo doseči, da sta prečni in navpični nagib vozila glede na center gravitacije (angl. *Center of Gravity* – CoG) vozila čim manjša. Kontrolni algoritem za aktivno vzmetenje bo aktiven samo pri gibanjih z majhnimi hitrostmi, in sicer pri hitrostih manj kot 4 m/s . Prav tako želimo, da ko je kontrolni algoritem aktiven, vzmetenje oziroma aktuatorji vedno ostanejo znotraj delovnega območja. S takšnim načinom delovanja aktivnega vzmetenja bo vozilo pri gibanju in delu po zelo neravnih terenih imelo največjo stabilnost. V tabeli 5.1 so prikazani parametri obravnavanega vozila, ki smo jih uporabili v Simulink simulaciji matematičnega modela celotnega vozila z aktivnim vzmetenjem.



Slika 5.1 Prikazan je 3D model obravnavanega vozila. Lahko opazimo, da je sprednje levo kolo v spodnji skrajni legi, medtem ko je sprednje desno kolo v zgornji skrajni legi. Zadnje levo kolo je prav tako v zgornji skrajni legi, medtem ko je zadnje desno kolo v spodnji skrajni legi. Slika je objavljena z dovoljenjem podjetja Tajfun Planina d.o.o.

Ker obravnavano vozilo nima klasičnih vzmeti, je koeficient trdnosti vzmeti (k_{tv}) pri simulaciji aktivnega vzmetenja enak ničli. Pri simulaciji pasivnega vzmetenja bomo koeficient trdnosti vzmeti povzeli po [64]. Tako ta za sprednje in zadnje vzmeti znaša $250\,000\text{ N/m}$.

Če upoštevamo medkolesne in medosne razdalje vozila, je lahko vozilo z aktivnim vzmetenjem v vodoravnem položaju na prečnih strminah z naklonom do 14° ter na vzdolžnih strminah z naklonom do 7° .

5.1 Simulink model celotnega vozila z aktivnim vzmetenjem

Osnova za Simulink model vozila z aktivnim vzmetenjem je model, ki je prikazan na sliki 2.5. Ta model lahko razširimo s krmilnikom z mehko logiko. Prvi najbolj osnovni

Opis	Vrednost
Vzmetena masa vozila	13 200 <i>kg</i>
Nevzmetena masa spredaj levo	450 <i>kg</i>
Nevzmetena masa spredaj desno	450 <i>kg</i>
Nevzmetena masa zadaj levo	450 <i>kg</i>
Nevzmetena masa zadaj desno	450 <i>kg</i>
Oddaljenost sprednjega dela vozila od centra gravitacije	2,9 <i>m</i>
Oddaljenost zadnjega dela vozila od centra gravitacije	2,8 <i>m</i>
Oddaljenost levega dela vozila od centra gravitacije	1,4 <i>m</i>
Oddaljenost desnega dela vozila od centra gravitacije	1,4 <i>m</i>
Hod oziroma delovno področje aktuatorjev (cilindrov)	0,7 <i>m</i>
Hitrost iztega aktuatorjev (cilindrov)	0,12 <i>m/s</i>
Prečni vztrajnostni moment okrog centra gravitacije	8 200 <i>kg/m²</i>
Vzdolžni vztrajnostni moment okrog centra gravitacije	62 600 <i>kg/m²</i>
Koeficient dušenja sprednjih blažilcev	10 000 <i>Ns/m</i>
Koeficient dušenja zadnjih blažilcev	10 000 <i>Ns/m</i>
Koeficient upogljivosti sprednjih pnevmatik	315 800 <i>N/m</i>
Koeficient upogljivosti zadnjih pnevmatik	315 800 <i>N/m</i>

Tabela 5.1 Vsi parametri vozila, ki so prikazani v tabeli, razen koeficientov dušenja blažilcev in upogljivosti pnevmatik, so izračunani s pomočjo programskega okolja SolidWorks, v katerem je obravnavano vozilo modelirano.

namen aktivnega vzmetenja oziroma mehkega krmilnika je, da glede na vhodne mehke spremenljivke vzdržuje prečne in vzdolžne nagibe znotraj zelenih meja. Iz potrebe po čim boljšem vzdrževanju minimalnih nagibov izhajata še dva dodatna namena kontrolnega algoritma. Prvi izmed dodatnih namenov kontrolnega algoritma je, da iztege aktuatorjev vedno vzdržuje znotraj delovnega območja. S tem zagotovimo bolj realne rezultate simulacije, saj bi lahko v simulaciji vzdrževali nivoje tudi z aktuatorjem, ki je že krepko zunaj delovnega območja. Da bi bilo vzdrževanje minimalnih nagibov čim bolj uspešno, je potrebno, da so trenutne delovne razdalje vseh aktuatorjev čim večje. Torej želimo, kadar je le možno, zmanjšati absolutne iztege cilindrov, ne da bi s tem na kakršenkoli način vplivali na nagibe vozila. S takšnim načinom delovanja zagotovimo večjo učinkovitost aktivnega vzmetenja. Drugi izmed dodatnih namenov kontrolnega algoritma je ta, da vzdržuje čim večjo delovno razdaljo vseh aktuatorjev oziroma, kadar je le možno, zmanjšuje absolutne iztege cilindrov.

Cilji algoritma so torej sledeči:

1. vzdrževanje prečnih in vzdolžnih nagibov v želenih mejah,
2. vzdrževanje iztegov aktuatorjev znotraj delovnega območja,
3. vzdrževanje čim večje delovne razdalje vseh aktuatorjev oziroma zmanjševanje absolutnih iztegov cilindrov.

Kot vhodi oziroma vhodne mehke spremenljivke v mehki krmilnik nastopajo:

1. prečni nagib,
2. vzdolžni nagib,
3. izteg cilindra sprednjega levega kolesa,
4. izteg cilindra sprednjega desnega kolesa,
5. izteg cilindra zadnjega levega kolesa,
6. izteg cilindra zadnjega desnega kolesa.

Kontrolni algoritem mora glede na vhodne mehke spremenljivke krmiliti hidravlične aktuatorje (cilindre) ter z njimi vzdrževati čim bolj vodoraven položaj. Torej imamo kot izhode oziroma izhodne mehke spremenljivke iz mehkega krmilnika sile, s katerimi vplivamo na sistem. Te sile so sledeče:

1. sila sprednjega levega aktuatorja,
2. sila sprednjega desnega aktuatorja,
3. sila zadnjega levega aktuatorja,
4. sila zadnjega desnega aktuatorja.

Čeprav to mogoče ni takoj razvidno, problematiko vzdrževanja prečnega in vzdolžnega nagiba lahko obravnavamo povsem ločeno. Zato bomo imeli namesto enega mehkega krmilnika, ki bi skrbel tako za prečni kot za vzdolžni nagib, dva mehka krmilnika. Prvi mehki krmilnik bo skrbel, da je prečni nagib vozila čim manjši, medtem ko bo drugi mehki krmilnik skrbel za vzdolžni nagib vozila. Ker sta drugi in tretji namen kontrolnega algoritma povezana z vzdrževanjem nagibov, bosta posredno zajeta v delovanju mehkih krmilnikov.

5.2 Vzdrževanje prečnega nagiba z mehkim krmilnikom

Kadar govorimo o prečnih nagibih glede na center gravitacije vozila, govorimo o višinskih razlikah med levo in desno stranjo vozila. Če želimo to višinsko razliko zmanjšati, moramo s pomočjo aktuatorjev oziroma cilindrov, odvisno od predznaka nagiba, dvigniti ali pa spustiti posamezno stran vozila. Pri dvigovanju npr. leve strani vozila, levi sprednji in levi zadnji cilinder vedno delujeta v paru. Torej je absolutni premik sprednjega in zadnjega levega cilindra vedno enak. Prav tako je enaka tudi hitrost, s katero se cilindra gibljeta. Pri zmanjševanju prečnih nagibov se cilindri na desni strani vedno gibljejo v nasprotni smeri kot levi, razen ko je eden od cilindrov na koncu delovnega območja.

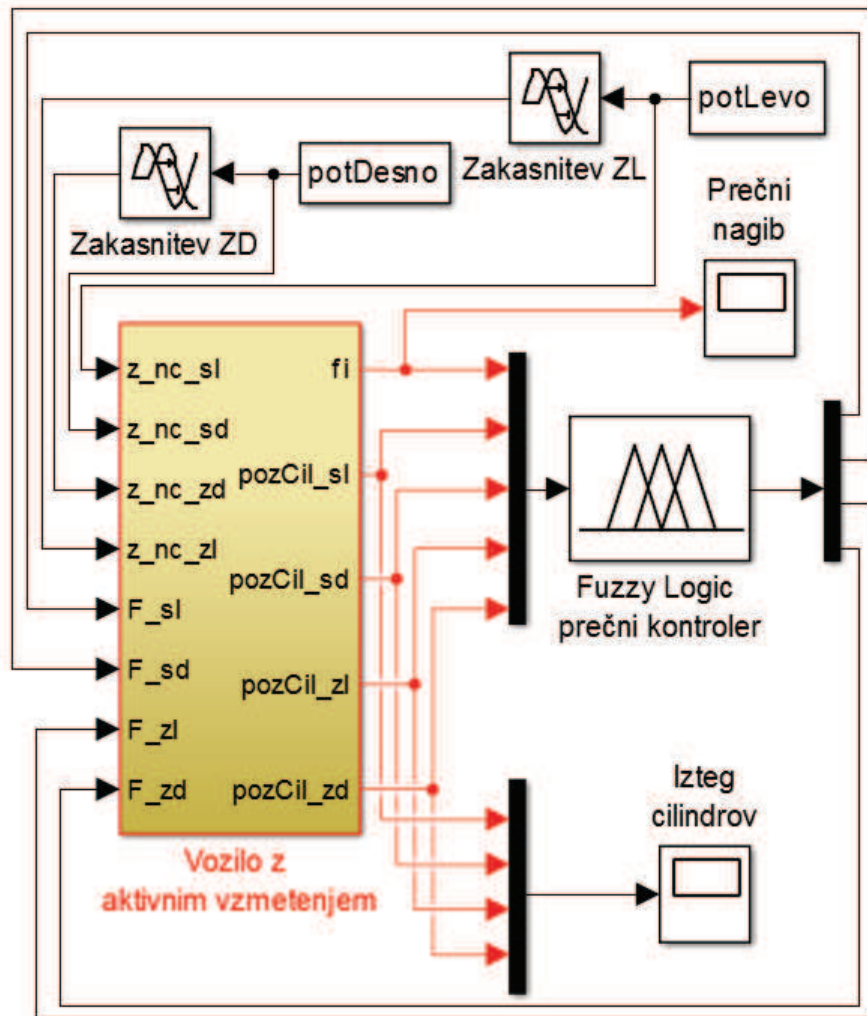
Simulink model vozila za vzdrževanje prečnega nagiba z mehkim krmilnikom je prikazan na sliki 5.2. Vhodi v mehki krmilnik so trenutni *Prečni nagib* vozila ter štirje trenutni iztegi cilindrov, in sicer *Izteg cilindra SL*, *Izteg cilindra SD*, *Izteg cilindra ZL* in *Izteg cilindra ZD*. Mehki krmilnik na osnovi mehkih vhodnih vrednosti in kontrolnih pravil določi izhodne sile, s katerimi posamezni cilindri vplivajo na sistem.

5.2.1 Mehke spremenljivke

Mehki krmilnik za vzdrževanje prečnega nagiba ima pet vhodnih in štiri izhodne mehke spremenljivke. Vhodna mehka spremenljivka *Prečni nagib* in štiri izhodne mehke spremenljivke imajo pet mehkih vrednosti. Te so definirane na naslednji način: *Negativen* - N, *Malo negativen* - MN, *Nič* - NIC, *Malo pozitiven* - MP in *Pozitiven* - P. Preseki oziroma meje med posameznimi mehкими vrednostmi so določene oziroma prilagojene s testiranjem in analiziranjem rezultatov simulacije.

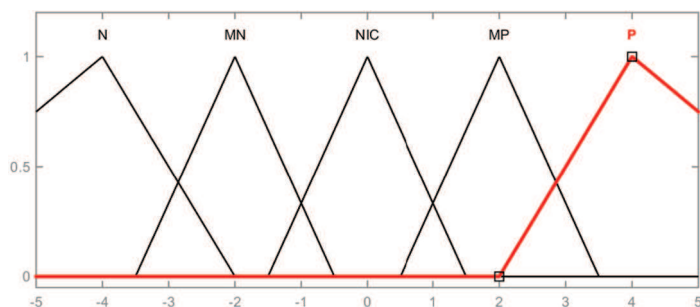
Na sliki 5.3 je prikazano razbitje zaloge vrednosti prve vhodne mehke spremenljivke, in sicer *Prečni nagib*. Prečne nagibe, ki obsegajo vrednosti $\pm 1,5^\circ$, opisujemo kot *Nič*. Meje mehkih vrednosti za *Malo pozitiven* so zrcalno preslikane meje mehkih vrednosti *Malo negativen*. Le-te se gibljejo v mejah med $0,5^\circ$ in $3,5^\circ$. Če je mehka vrednost večja od $2,5^\circ$ oziroma manjša od $-2,5^\circ$, rečemo, da je *Pozitivna* oziroma *Negativna*. Mehke množice za *Nič*, *Malo pozitiven* oziroma *Malo negativen* so trikotne oblike in simetrične, medtem ko sta mehki množici za *Pozitiven* oziroma *Negativen* trikotne oblike in nesimetrični.

Razbitje zaloge vrednosti vhodne mehke spremenljivke *Izteg cilindra SL* je prikazano na sliki 5.4. Preostale tri vhodne mehke spremenljivke za iztege cilindrov imajo enako razbitje zaloge vrednosti, kot je tisto, ki je prikazano. Mehke spremenljivke za izteg cili-



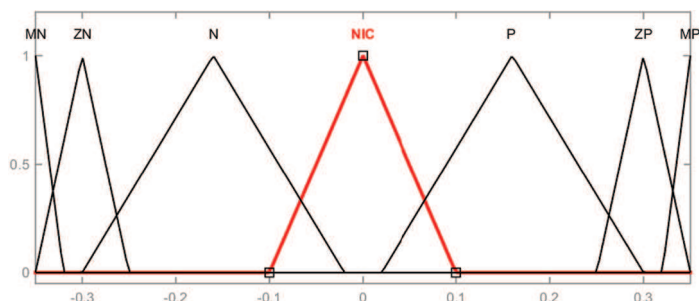
Slika 5.2 Simulink model celotnega vozila s kontrolerjem za vzdrževanje prečnega nagiba.

ndrov so imele v začetni fazi testiranja samo pet mehkih vrednosti in so bile definirane kot *Zelo negativen* - ZN, *Negativen* - N, *Nič* - NIC, *Pozitiven* - P in *Zelo pozitiven* - ZP. Naknadno smo zaradi večje robustnosti kontrolnega algoritma dodali še dve vrednosti, in sicer *Močno negativen* - MN in *Močno pozitiven* - MP. Iztege cilindrov, ki obsegajo vrednosti ± 10 cm, opisujemo kot *Nič*. Meje mehkih vrednosti za *Pozitiven* so zrcalno preslikane meje mehkih vrednosti za *Negativen*. Le-te se gibljejo v mejah med 2 in 30 cm. Vrednosti med 25 in 35 cm rečemo, da je *Zelo pozitivna*. Iste vrednosti z nasprotnim predznakom so meje za mehke vrednosti *Zelo negativne*. Ko je izteg cilindrov večji od 32 cm oziroma manjši od -32 cm, je opisan kot *Močno pozitiven* oziroma *Močno*



Slika 5.3 Razbitje zaloge vrednosti vhodne mehke spremenljivke *Prečni nagib* z vsemi pripadajočimi mehki vrednostmi.

negativen. Vse mehke množice so trikotne oblike in simetrične.

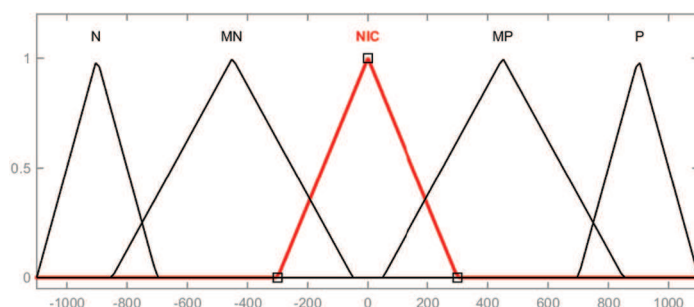


Slika 5.4 Razbitje zaloge vrednosti vhodne mehke spremenljivke *Izteg cilindra SL* z vsemi pripadajočimi mehki vrednostmi.

Na sliki 5.5 je prikazano razbitje zaloge vrednosti izhodne mehke spremenljivke *Sila cilindra SL*. Razbitje zaloge vrednosti za preostale tri izhodne mehke spremenljivke je enako kot prikazano. Izhodne sile, s katerimi vplivamo na sistem, ki so znotraj meja $\pm 300 N$, opisujemo kot *Nič*. Mehke vrednosti *Malo pozitivnen* so zrcalno preslikane mehke vrednosti *Malo negativnen* in se gibljejo med $50 N$ in $850 N$. Kadar je izhodna sila večja od $700 N$ oziroma manjša od $-700 N$, rečemo, da je *Pozitivna* oziroma *Negativna*. Vse mehke množice so trikotne oblike in simetrične.

5.2.2 Kontrolna pravila za vzdrževanje prečnega nagiba

Ker imamo veliko število vhodnih mehkih spremenljivk, ki imajo prav tako veliko število mehkih vrednosti, je največje možno število kontrolnih pravil zelo veliko. Že preden smo zaradi večje robustnosti kontrolnega algoritma dodali dve dodatni mehki vrednosti za mehke spremenljivke *Izteg cilindrov*, je bilo največje možno število kontrolnih pravil 3125. Tako veliko število pravil lahko precej upočasni izvajanje kontrolnega algoritma oziroma simulacije. Z majhno analizo kontrolnih pravil smo ugotovili, da se s pomočjo negacij



Slika 5.5 Razbitje zaloge vrednosti izhodne mehke spremenljivke Sila cilindra SL z vsemi pripadajočimi mehki vrednostmi.

precej zmanjša število pravil, ne da bi s tem na kakršenkoli način zmanjšali učinkovitost kontrolnega algoritma. Če bi bil edini namen kontrolnega algoritma vzdrževanje prečnega nagiba, bi zadoščalo že pet kontrolnih pravil. Glede na to, da želimo, da so aktuatorji vedno znotraj delovnega območja, je potrebno osnovna kontrolna pravila za vzdrževanje nagiba razširiti. Število pravil za vzdrževanje prečnega nagiba in delovnega območja aktuatorjev znaša 157. Ker želimo, da so absolutni iztegi aktuatorjev čim manjši, imamo dodatnih 112 pravil, tako da je končno število pravil mehkega krmilnika 269. V tabeli 5.2 so podana nekatera kontrolna pravila. Kot vidimo iz prikazanih pravil, je izhodna sila sprednjega in zadnjega levega cilindra vedno enaka. Isto velja tudi za sprednje in zadnje desne cilindre. Prav tako so smeri gibanj levih in desnih cilindrov, če to absolutni iztegi dovoljujejo, vedno nasprotni.

pravila	Nagib	Iztegi cilindrov				Izhodne sile			
	Prečni	SL	SD	ZL	ZD	SL	SD	ZL	ZD
p1	NIC	NIC	NIC	NIC	NIC	NIC	NIC	NIC	NIC
p2	MN	NZP	NZN	NZP	NZN	MP	MN	MP	MN
p3	N	NZP	NZN	NZP	NZN	P	N	P	N
p4	MP	NZN	NZP	NZN	NZP	MN	MP	MN	MP
p5	P	NZN	NZP	NZN	NZP	N	P	N	P
p6	MN	ZP	NZN	-	NZN	NIC	MN	NIC	MN
p7	N	NZP	NZN	NZP	ZP	P	N	P	N

Tabela 5.2 Prikazana so nekatera izmed kontrolnih pravil, na osnovi katerih mehki krmilnik določa izhodne sile za vzdrževanje prečnega nagiba in delovnega območja aktuatorjev. Črka N pred mehko vrednost pomeni negacija. Torej okrajšava NZP pomeni *Ni zelo pozitiven*.

5.3 Vzdrževanje vzdolžnega nagiba z mehko logiko

Za razliko od prečnih nagibov, pri katerih obravnavamo višinsko razliko med levo in desno stranjo vozila, pri vzdolžnih nagibih obravnavamo višinsko razliko med sprednjim in zadnjim delom vozila. V odvisnosti od trenutnih motenj, ki jih povzroča neravnost cestišča, moramo, da bi zmanjšali vzdolžni nagib vozila, s pomočjo aktuatorjev npr. dvigniti sprednji del vozila, med tem ko je potrebno zadnji del vozila spustiti. Pri vzdrževanju oziroma zmanjševanju vzdolžnih nagibov sprednji levi in desni cilinder vedno delujeta v paru. Isto velja tudi za zadnji levi in desni cilinder. Torej je absolutni premik oziroma hitrost gibanja sprednjih (ali zadnjih) cilindrov vedno enaka. Če nam to delovna območja aktuatorjev dovoljujejo, je smer gibanja cilindrov na sprednjem delu vozila vedno nasprotna smeri gibanja cilindrov na zadnjem delu.

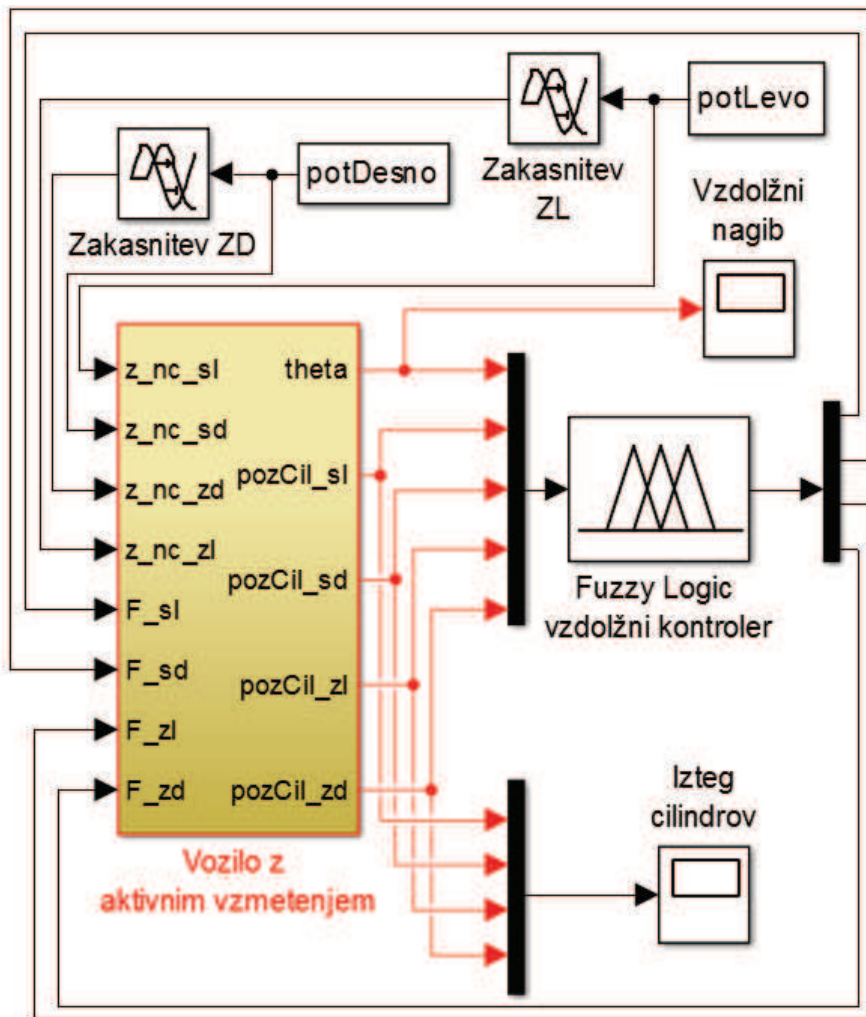
Simulink model vozila za vzdrževanje vzdolžnega nagiba z mehkim krmilnikom je prikazan na sliki 5.6. Vhodi v mehki krmilnik so trenutni *Vzdolžni nagib* vozila ter štirje trenutni iztegi cilindrov, in sicer *Izteg cilindra SL*, *Izteg cilindra SD*, *Izteg cilindra ZL* in *Izteg cilindra ZD*. Mehki krmilnik na osnovi mehkih vhodnih vrednosti in kontrolnih pravil določi izhodno silo, s katero posamezni cilindri vplivajo na sistem.

5.3.1 Mehke spremenljivke

Mehke spremenljivke mehkega krmilnika za vzdrževanje vzdolžnega nagiba so podobne mehkim spremenljivkam mehkega krmilnika za vzdrževanje prečnega nagiba, ki so opisane v podpoglavju 5.2.1. Edina razlika med mehкими spremenljivkami je ta, da je razbitje zaloge vrednosti vhodne spremenljivke *Vzdolžni nagib* in izhodnih spremenljivk *Sile cilindrov* drugače definirano. Le-te bodo v nadaljevanju tudi opisane.

Na sliki 5.7 je prikazano razbitje zaloge vrednosti vhodne mehke spremenljivke *Vzdolžni nagib*. Če je mehka vrednost vzdolžnega nagiba $\pm 1^\circ$, rečemo, da je *Nič*. Mehke vrednosti *Malo pozitivne* so zrcalno preslikane mehke vrednosti *Malo negativne* in se gibljejo med $0,25^\circ$ in $1,75^\circ$. Vzdolžne nagibe, katerih mehka vrednost je večja od $1,2^\circ$ oziroma manjša od $-1,2^\circ$, opisujemo kot *Pozitivne* oziroma *Negativne*. Mehke množice za *Nič*, *Malo pozitivne* oziroma *Malo negativne* so trikotne oblike in simetrične, medtem ko sta mehki množici za *Pozitivne* oziroma *Negativne* trikotne oblike in nesimetrični.

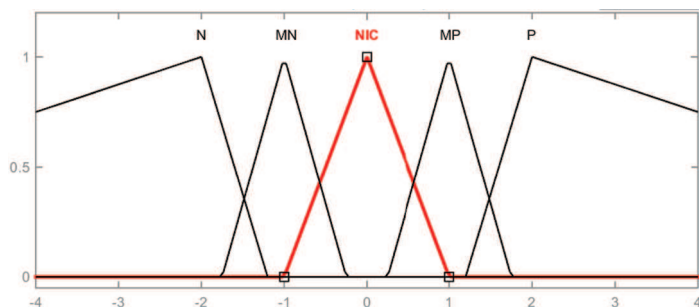
Če primerjamo razbitje zaloge vrednosti mehkih spremenljivk *Prečni nagib* in *Vzdolžni nagib*, lahko opazimo, da so mehke množice *Malo negativne*, *Nič* in *Malo pozitivne*



Slika 5.6 Simulink model celotnega vozila s kontrolerjem za vzdrževanje vzdolžnega nagiba.

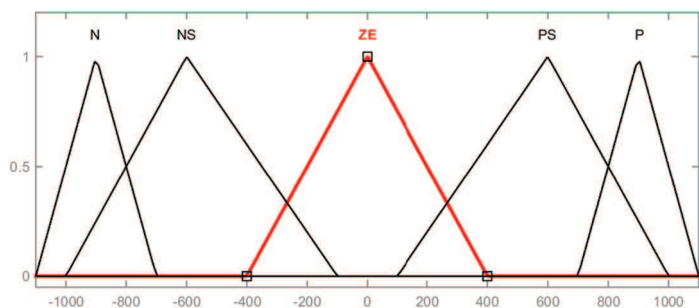
mehke spremenljivke *Vzdolžni nagib* definirane bližje ničli. Razlog za to tiči v tem, da je pot, ki jo morajo narediti cilindri, da bi odpravili vzdolžni nagib, približno dvakrat daljša od poti, ki jo morajo narediti pri odpravljanju prečnega nagiba enake velikosti. Torej s takšno definicijo razbitja zalog vrednosti želimo doseči, da prej začnemo z zmanjševanjem vzdolžnega nagiba.

Na sliki 5.8 je prikazano razbitje zaloge vrednosti izhodne mehke spremenljivke *Sila cilindra SL*. Če so izhodne sile, s katerimi vplivamo na sistem, znotraj meja $\pm 400\text{ N}$, jih opisujemo kot *Nič*. Mehke vrednosti *Malo pozitiven* so zrcalno preslikane mehke vrednosti *Malo negativen* in se gibljejo v mejah med 100 N in 1000 N . Izhodne sile, večje



Slika 5.7 Razbitje zaloge vrednosti vhodne mehke spremenljivke *Vzdolžni nagib* z vsemi pripadajočimi mehki vrednostmi.

od 700 *N* oziroma manjše od -700 *N*, opisujemo kot *Pozitivne* oziroma *Negativne*. Vse mehke množice so trikotne oblike in simetrične.



Slika 5.8 Razbitje zaloge vrednosti izhodne mehke spremenljivke *Sila cilindra SL* z vsemi pripadajočimi mehki vrednostmi.

Če primerjamo razbitje zaloge vrednosti mehkih spremenljivk *Sile cilindrov* dveh mehkih krmilnikov, lahko ponovno opazimo, da so mehke množice *Malo negativne*, *Nič* in *Malo pozitivne* mehke spremenljivke *Sile cilindrov* mehkega krmilnika za vzdrževanje vzdolžnih nagibov definirane bližje ničli. S takšno definicijo razbitja zaloge vrednosti želimo doseči hitrejše gibanje pri zmanjševanju vzdolžnega nagiba.

5.3.2 Kontrolna pravila za vzdrževanje vzdolžnega nagiba

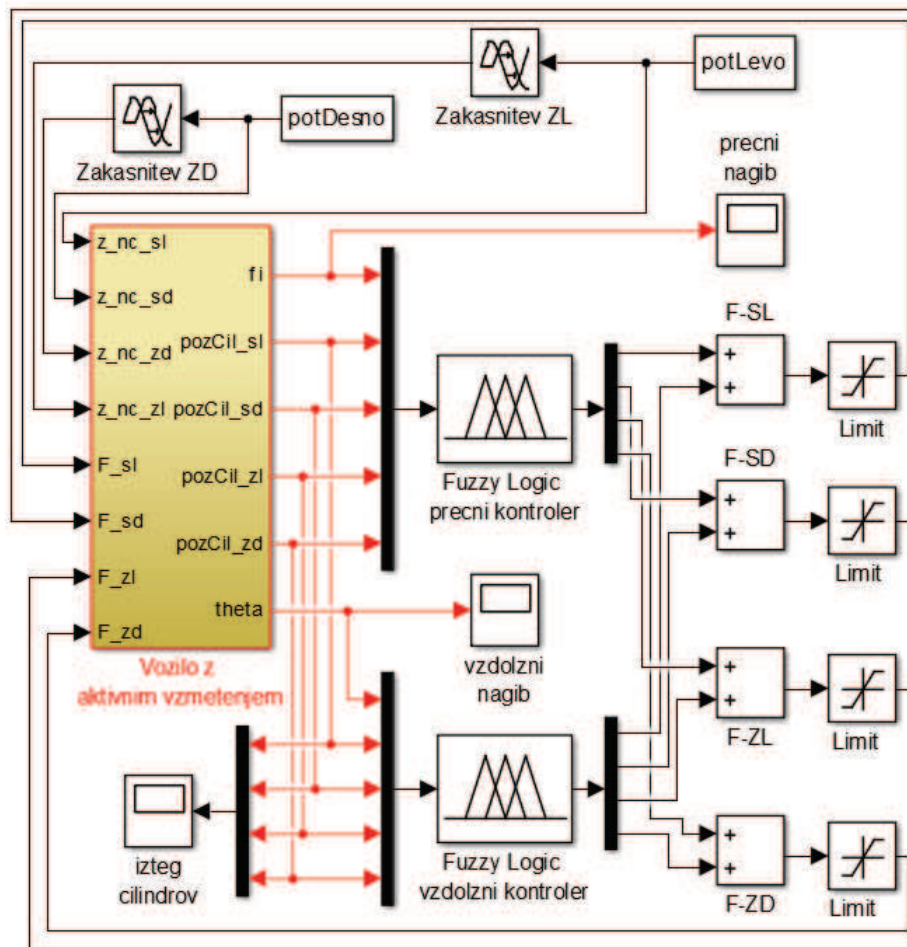
Število kontrolnih pravil mehkega krmilnika za vzdrževanje vzdolžnega nagiba je enako številu kontrolnih pravil mehkega krmilnika za vzdrževanje prečnega nagiba, ki so opisana v podpoglavju 5.2.2. Osnovna razlika med pravili izhaja iz dejstva, da pri zmanjševanju vzdolžnega nagiba sprednja cilindra delata v paru. Posledično so tudi izhodne sile sprednjih (ali zadnjih) cilindrov enake. Prav tako so smeri gibanj sprednjih in zadnjih cilindrov, če to le absolutni iztegi dovoljujejo, vedno nasprotni. V tabeli 5.3 so podana nekatera kontrolna pravila.

	Nagib	Iztegi cilindrov				Izhodne sile			
pravila	Prečni	SL	SD	ZL	ZD	SL	SD	ZL	ZD
p1	NIC	NIC	NIC	NIC	NIC	NIC	NIC	NIC	NIC
p2	MN	NZP	NZN	NZP	NZN	MN	MN	MP	MP
p3	N	NZP	NZN	NZP	NZN	N	N	P	P
p4	MP	NZN	NZP	NZN	NZP	MP	MP	MN	MN
p5	P	NZN	NZP	NZN	NZP	P	P	N	N
p6	MN	NZN	NZN	-	ZP	MN	MN	NIC	NIC
p7	N	ZP	NZN	NZP	NZP	N	N	P	P

Tabela 5.3 Prikazana so nekatera izmed kontrolnih pravil, na osnovi katerih mehki krmilnik določa izhodne sile za vzdrževanje vzdolžnega nagiba in delovnega območja aktuatorjev. Črka N pred mehko vrednost pomeni negacijo. Torej okrajšava NZP pomeni *Ni zelo pozitiven* itd.

5.4 Vzdrževanje prečnega in vzdolžnega nagiba z mehko logiko

Kot smo že rekli, problematiko vzdrževanja prečnega in vzdolžnega nagiba lahko obravnavamo povsem ločeno. Zaradi tega imamo v končnem modelu vozila z aktivnim vzmetenjem, ki je prikazan na sliki 5.9, dva mehka krmilnika. Vhodi v posamezen mehki krmilnik so enaki vhodom, kot so bili že omenjeni v podpoglavjih 5.2 in 5.3. Izhode iz posameznih mehkih krmilnikov seštejemo ter jih še limitiramo, tako da ne gremo čez maksimalno možno vrednost izhodov.



Slika 5.9 Simulink model celotnega vozila z mehkim krmilnikom aktivnega vzmetenja.

6 Rezultati

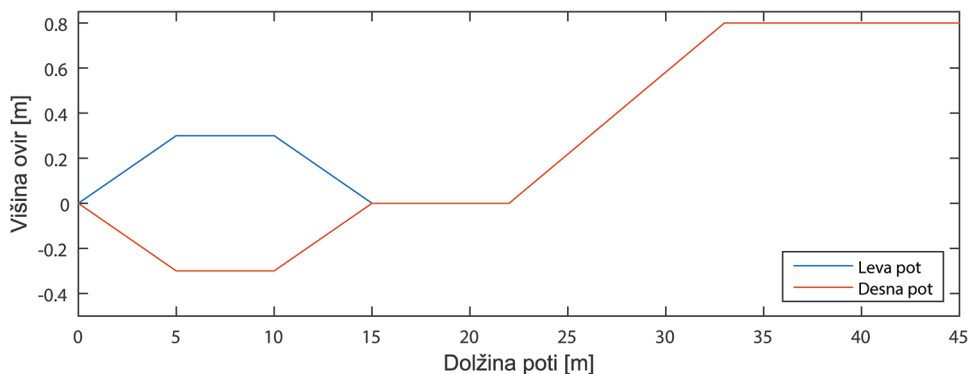
V tem poglavju bomo najprej na modelu celotnega vozila preverili pravilnost delovanja kontrolnega algoritma za vzdrževanje nagibov na idealnem terenu, ki na prvem odseku povzroča samo prečne nagibe vozila, medtem ko na naslednjem odseku povzroča samo vzdolžne nagibe. Potem bomo primerjali predlagano aktivno in pasivno vzmetenje na treh različnih terenih ter pri dveh različnih hitrostih vozila (1 m/s in 4 m/s). Pri gibanju vozila po prvem terenu se bo vozilo zaradi neravnosti terena pogosteje nagibalo prečno kot vzdolžno. Na drugem terenu se bo vozilo pogosteje nagibalo vzdolžno kot prečno. Na tretjem terenu bo prihajalo tako do vzdolžnih kot do prečnih nagibov. Ne glede na primernost posameznih terenov za testiranje določenih nagibov bomo na vseh treh terenih vsakič analizirali tako prečni kot tudi vzdolžni nagib ter preverili absolutne iztege cilindrov na celotni poti. Kot glavne cilje predlaganega aktivnega vzmetenja lahko navedemo:

- vzdrževanje prečnega nagiba znotraj $\pm 3^\circ$,
- vzdrževanje vzdolžnega nagiba znotraj $\pm 4^\circ$,
- vzdrževanje iztegov cilindrov znotraj delovnega območja, ki zanaša $\pm 0.35\text{ m}$.

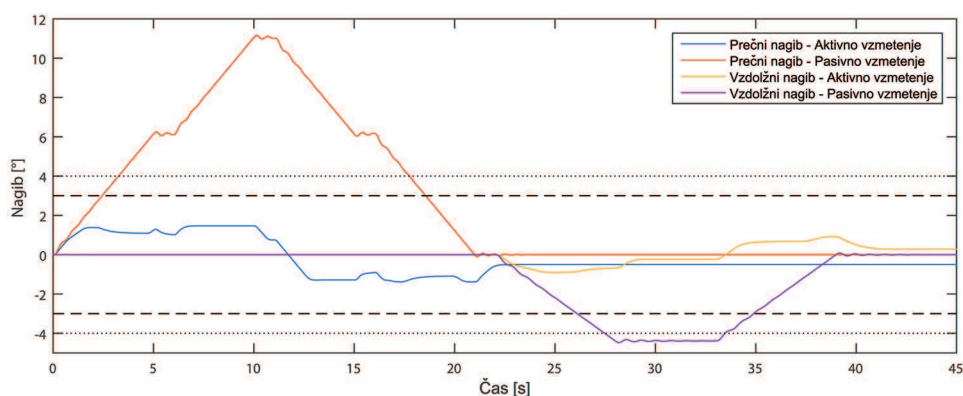
Če se med vožnjo po terenih zaradi zelo hitrih in velikih sprememb v višini poti pojavijo večji nagibi od želenih, jih mora aktivno vzmetenje v dveh sekundah zmanjšati, da bodo spet znotraj želenih meja. Daljša odstopanja so dovoljena le, kadar je hitrost spremembe v višini hitrejša od fizičnih zmožnosti aktuatorjev.

6.1 Preverjanje pravilnosti delovanja kontrolnega algoritma

Najprej bomo na idealnem terenu, ki je prikazan na sliki 6.1, preverili pravilnost delovanja kontrolnega algoritma pri hitrosti vozila 1 m/s . Kot je vidno s slike 6.2, sta prikazana prečna in vzdolžna nagiba aktivnega vzmetenja znotraj želenih meja.

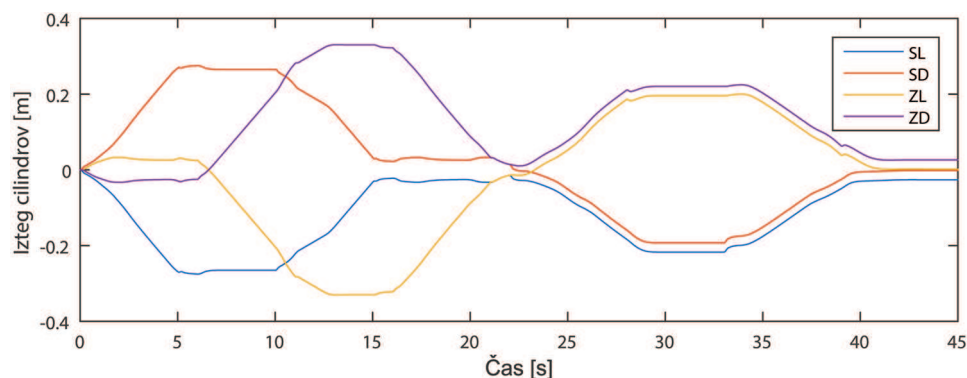


Slika 6.1 Idealni teren, ki na prvem odseku (do 15 m) povzroča samo prečne nagibe vozila. Drugi odsek ne povzroča nobenih nagibov in je primeren za testiranje delovanja algoritma za zmanjševanje absolutnih iztegov cilindrov, medtem ko tretji odsek (od 22 m) povzroča samo vzdolžne nagibe.



Slika 6.2 Spreminjanje prečnega in vzdolžnega nagiba pri aktivnem vzmetenju pri hitrosti vozila 1 m/s na idealnem terenu. S črtkano črto so ponazorjene zelene meje, znotraj katerih se lahko spreminja prečni nagib, medtem ko so s pikčasto črto ponazorjene zelene meje, znotraj katerih se lahko spreminja vzdolžni nagib.

Na sliki 6.3 so prikazani iztegi cilindrov. Čeprav sta iztega cilindrov levo in desno zadaj v določenem trenutku skoraj v skrajni legi, jih kontrolni algoritem ves čas vzdržuje znotraj delovnega območja. Prav tako, kadar je le možno, kontrolni algoritem zmanjšuje absolutne iztege cilindrov. Lahko opazimo tudi, da so smeri iztegov levih in desnih cilindrov pri odpravljanju prečnega nagiba, ravno nasprotni. Podobno velja tudi na odsekih na katerih odpravljamo vzdolžni nagib, pri katerem sta smeri iztegov sprednjih in zadnjih cilindrov nasprotni.



Slika 6.3 Prikaz spreminjanja iztegov cilindrov pri hitrosti 1 m/s na idealnem terenu.

Iz rezultatov prikazanih na slikah 6.2 in 6.3 lahko sklepamo, da kontrolni algoritem na idealnem terenu v celoti zadovoljuje zastavljene cilje.

6.2 Generiranje različnih terenov

Če želimo preveriti robustnost kontrolnega algoritma, ne zadošča posamično testiranje na izbokline in vbokline, saj takšne posamične nepravilnosti ne odražajo dejanskega stanja na terenih, na kakršnih se bo obravnavano vozilo uporabljalo. Posamično testiranje zadošča, kadar želimo testirati odziv sistema na vibracij, ki povzročajo nelagodje pri vožnji po cesti, ker se le-te ne pojavljajo pogosto in ima sistem dovolj časa, da ponovno preide v stanje mirovanja. Zaradi tega je potrebno generirati različne terene, ki so primerni za testiranje takšnega kontrolnega algoritma. V literaturi najdemo veliko raziskav o vplivu neravnosti cestišč na vibracije, ki se pojavljajo na vozilu [3, 11, 52]. Prav tako obstaja več različnih načinov generiranja cestnih profilov [10, 30, 36, 51, 63]. Večina jih temelji na ISO 8608 standardu ter se uporabljajo predvsem za namene simuliranja in analize vibraciji, ki jih neravnosti na cestišču povzročajo. Pri vseh omenjenih

raziskavah oziroma načinov generiranja cestnih profilov so zelo pomembne hitre in majhne spremembe na cestišču (velikost spremembe do približno ± 15 cm ali še manj), ker le-te povzročajo nelagodje med vožnjo. To je tudi popolnoma razumljivo, saj klasična cestišča, na katerih se osebni avtomobili danes vozijo, skoraj nikoli nimajo takšnih vboklin ali izboklin. V pomanjkanju konkretnih navodil za generiranje terenov, ki bi bili primerni za testiranje kontrolnega algoritma za vzdrževanje prečnega in vzdolžnega nagiba, se postopek generiranja terenov v tem magistrskem delu precej razlikuje od tistih, ki so že uveljavljeni pri testiranju odziva vzmetenja na vibracije. Je nekoliko poenostavljen ter je prilagojen tako, da čim bolj ustreza obravnavani tematiki. Ker nas zanima predvsem sprememba prečnega in vzdolžnega nagiba, bomo hitre in majhne neravnine na terenu zanemarili, saj imajo na delovanje kontrolnega algoritma zanemarljiv vpliv.

Opis delovanja algoritma za generiranje različnih terenov (algoritem 6.1) je podan v nadaljevanju. Preden lahko zaženemo algoritem za generiranje terenov, na osnovi katerih bomo testirali pravilnost in robustnost delovanja kontrolnega algoritma, moramo najprej določiti parametre, po katerih bomo terene generirali. Najprej določimo fiksno dolžino začetnega in končnega ravnega dela. Ta parameter je lahko v mejah med 0,1 in 30 metri. Med začetnim in končnim ravnim delom imamo fiksno dolg neravni del, katerega največja dovoljena dolžina je 1000 metrov. Ko je dolžina neravnega dela določena, je treba določiti še naključno dolžino segmentov neravnega dela, na katerem bomo generirali naključno višino. Ko določimo vse parametre, lahko generiramo levo pot. Pri generiranju leve poti med posameznimi segmenti naredimo še filtriranje in linearno interpolacijo. S tem dobimo bolj zvezen teren. Način generiranja desne poti se nekoliko razlikuje od načina generiranja leve poti.

Algoritem, kako generirati desno pot, ki se razlikuje od leve, smo povzeli po [1, 9, 23]. Najprej generiramo naključno desno pot z istimi parametri kot generiramo levo pot. Istočasno se glede na naključni parameter funkcije koherentnosti med levo in desno potjo na posameznih segmentih generira tudi koherentna desna pot. S pomočjo funkcije koherentnosti merimo oziroma določamo linearno odvisnost med levo in desno potjo. Potem pa se glede na dodatne parametre generira dokončna desna pot. Ti dodatni parametri za generiranje desne poti so najvišja dovoljena razlika v višini med levo in desno potjo v posamezni točki ter stopnja koherentnosti med levo in desno potjo. Vsi parametri algoritma za generiranje terenov ter njihove minimalne in maksimalne dovoljene vrednosti so prikazani v tabeli 6.1.

Vhodni podatki: dolžina začetnega ravnega dela, dolžina končnega ravnega dela, najmanjša dolžina segmenta, najdaljša dolžina segmenta, minimalna višina, maksimalna višina, faktor koherentnosti, minimalna koherentnost, maksimalna koherentnost, faktor neodvisnosti, fini korak

Izhod: teren

začetek, ravni del

višina leve in desne poti je 0

skupna dolžina = dolžina začetnega ravnega dela

neravni del

dolžina neravnega dela = 0

while *dolžina neravnega dela* < *zahtevana dolžina* **do**

 dolžina segmenta = random(najmanjša dolžina segmenta, največja dolžina segmenta)

 povečaj dolžino neravnega dela in skupno dolžino za dolžino segmenta

 višina leve poti segmenta = random(najmanjša višina, največja višina)

 višina desne poti segmenta = faktor koherentnosti * višina leve poti segmenta *

 * random(minimalna koherentnost, maksimalna koherentnost) +

 + faktor neodvisnosti * random(najmanjša višina, največja višina)

end

konec, ravni del

dodaj segment dolžine končnega ravnega dela, kjer je višina leve in desne poti 0

glajenje poti (interpoliranje in filtriranje poti)

fina dolžina = 0

while *fina dolžina* < *skupna dolžina* **do**

 povečaj fino dolžino za fini korak

 višina terena levo in desno = interpoliraj in filtriraj (fina dolžina, polje segmentov

 levo in desne poti, višina prejšnje točke levo in desno)

end

Algoritem 6.1: Pseudokoda algoritma za generiranje terenov.

Opis	Vrednosti
Dolžina začetnega ravnega dela poti	0,1 – 30 <i>m</i>
Dolžina končnega ravnega dela poti	0,1 – 30 <i>m</i>
Dolžina neravnega dela poti	1 – 1000 <i>m</i>
Minimalna dolžina neravnega segmenta	0,1 – 10 <i>m</i>
Maksimalna dolžina neravnega segmenta	0,1 – 10 <i>m</i>
Minimalna višina neravnega segmenta	-1 – 0 <i>m</i>
Maksimalna višina neravnega segmenta	0 – 1 <i>m</i>
Največja dovoljena razlika v višini med levo in desno potjo	0 – 1 <i>m</i>
Minimalna stopnja koherentnosti za generiranje desne poti	10 – 120 %
Maksimalna stopnja koherentnosti za generiranje desne poti	10 – 220 %
Faktor upoštevanja koherentne poti za generiranje desne poti	10 – 200 %
Faktor upoštevanja neodvisne poti za generiranje desne poti	10 – 200 %

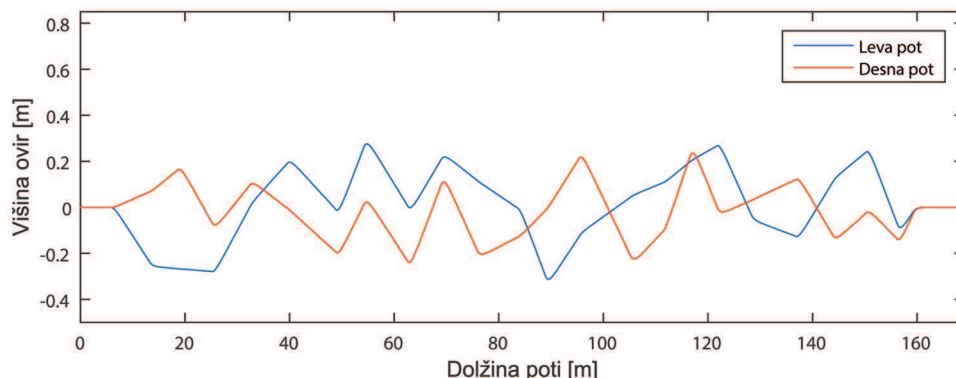
Tabela 6.1 Parametri algoritma za generiranje leve in desne poti.

6.3 Primerjava aktivnega in pasivnega vzmetenja

Na slikah 6.4, 6.11 in 6.16 so prikazani trije različni tereni, na katerih bomo testirali delovanje aktivnega vzmetenja. Primerjavo aktivnega in pasivnega vzmetenja ter pravilnost in robustnost delovanja kontrolnega algoritma bomo najprej preverjali na prvem terenu pri različnih hitrosti vozila (1 *m/s* in 4 *m/s*). Potem bomo isto primerjavo naredili tudi na drugih dveh terenih.

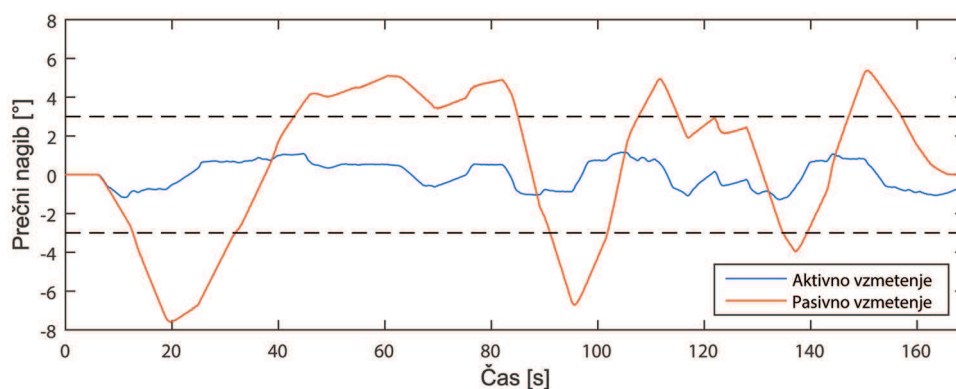
6.3.1 Primerjava vzmetenj na prvem terenu

Parametre za generiranje prvega izmed terenov, kot je prikazan na sliki 6.4, smo izbrali tako, da je naključno generirani teren bolj primeren za testiranje kontrolnega algoritma za nadzor prečnega nagiba. Torej so naključne dolžine posameznih segmentov neravne poti izbrane tako, da generirajo daljše segmente. Naključne dolžine segmentov so med 5 in 10 metri. Prav tako je desna pot sestavljena iz 20 % koherentne poti in 80 % neodvisne poti. S takšno izbiro parametrov zagotovimo generiranje terenov, ki imajo daljše odseke, na katerih se počasneje spreminja višina. Ker pa leva in desna pot nista preveč koherentni, je velikokrat vertikalna smer gibanja leve in desne poti ravno nasprotna, kar je zelo primerno za testiranje prečnih nagibov.



Slika 6.4 Generirani prvi teren, ki je bolj primeren za testiranje prečnega nagiba, saj so višinska odstopanja med levo in desno potjo največja.

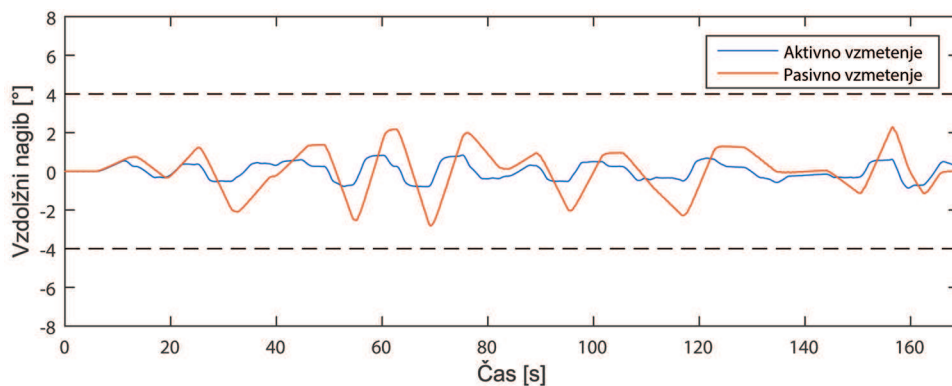
Najprej bomo na tem terenu testirali delovanje kontrolnega algoritma pri hitrosti vozila 1 m/s . Na sliki 6.5 je prikazano spreminjanje prečnega nagiba tako pri aktivnem kot pri pasivnem vzmetenju. Pri tako počasnem gibanju lahko opazimo, da je spreminjanje prečnega nagiba na celotni poti pri aktivnem vzmetenju zelo majhno, prihaja do odstopanj $\pm 1,5^\circ$, kar zadovoljuje zastavljene cilje. Za razliko od aktivnega vzmetenja, pri katerem imamo zanemarljive spremembe v prečnem nagibu, imamo pri pasivnem vzmetenju precej večje oscilacije ter se prečni nagib giblje v mejah med $-7,5^\circ$ in $+5,5^\circ$.



Slika 6.5 Primerjava prečnega nagiba pri aktivnem in pasivnem vzmetenju pri hitrosti 1 m/s na prvem terenu. S črtkano črto so ponazorjene želene meje, znotraj katerih se nagib lahko spreminja.

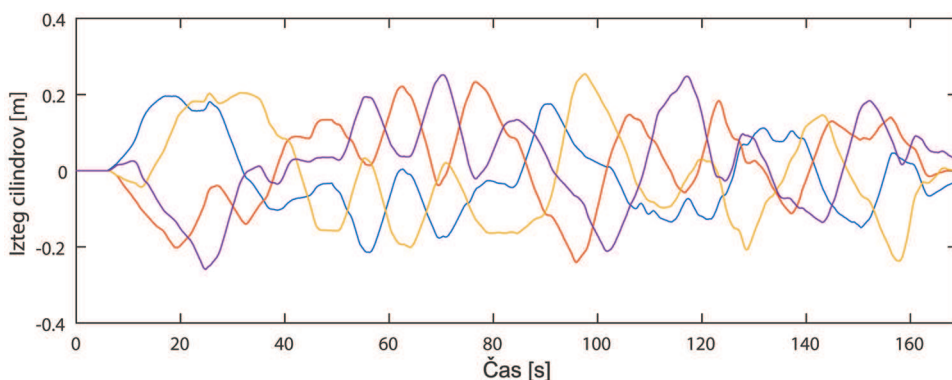
Na sliki 6.6 je prikazano spreminjanje vzdolžnega nagiba aktivnega in pasivnega vzmetenja pri hitrosti 1 m/s . Vzdolžni nagib je pri aktivnem vzmetenju $\pm 1^\circ$, pri pasivnem pa imamo nekoliko večje odstopanje, in sicer $\pm 2,5^\circ$. Če primerjamo prečni in vzdolžni nagib pri pasivnem vzmetenju, lahko opazimo, da imamo pri vzdolžnem nagibu manjše

oscilacije, ker je teren generiran tako, da pri gibanju vozila povzroča večje prečne nagibe.



Slika 6.6 Primerjava vzdolžnega nagiba pri aktivnem in pasivnem vzmetenju pri hitrosti vozila 1 m/s na prvem terenu. S črtkano črto so ponazorjene zelene meje, znotraj katerih se nagib lahko spreminja.

Trenutni iztegi vseh cilindrov so prikazani na sliki 6.7. Ker teren povzroča več prečnih nagibov, sta dostikrat iztega cilindrov spredaj in zadaj levo nasprotnega predznaka od iztegov cilindrov spredaj in zadaj desno. Ne glede na zahtevnost posameznih odsekov terena, so vsi cilindri ves čas znotraj delovnega območja.

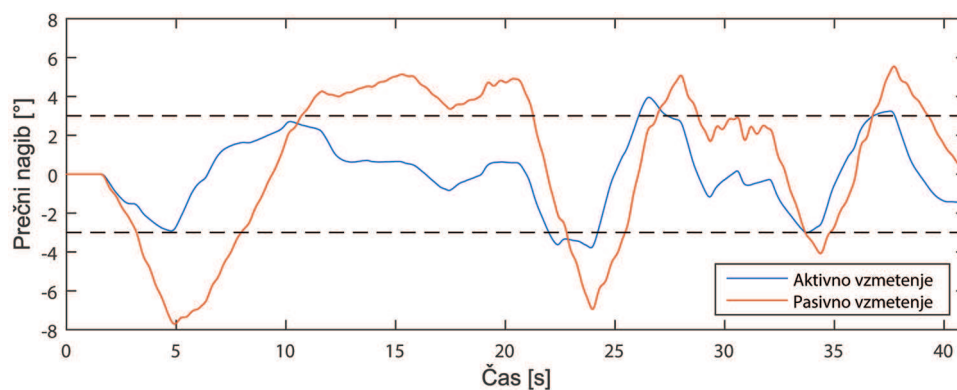


Slika 6.7 Prikaz iztega cilindrov pri hitrosti 1 m/s na prvem terenu. Z modro barvo je označen izteg sprednjega levega cilindra, z rdečo izteg sprednjega desnega cilindra, z rumeno izteg zadnjega levega cilindra in z vijolično izteg zadnjega desnega cilindra.

Z grafov prikazanih na slikah 6.5-6.7 lahko sklepamo, da je delovanje kontrolnih algoritmov aktivnega vzmetenja pri gibanju vozila po prvem terenu s hitrostjo 1 m/s zelo uspešno, tako da večjih oscilacij pri aktivnem vzmetenju ni opaziti. Razlog za tako dobre rezultate tiči tudi v tem, da so zaradi majhne hitrosti, s katero se vozilo giblje, spremembe neravnosti terena dokaj počasne in da imata mehka krmilnika dovolj časa, da s pomočjo

iztegov cilindrov vplivata na sistem.

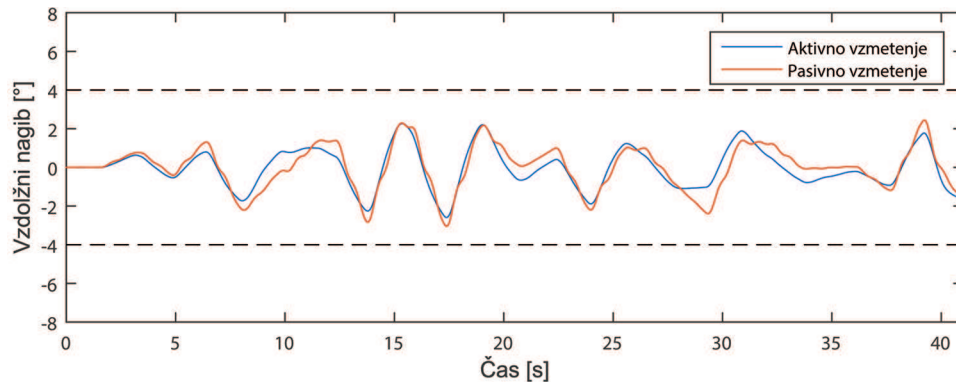
Na sliki 6.8 je prikazano spreminjanje prečnega nagiba aktivnega in pasivnega vzmetenja na istem terenu pri hitrosti 4 m/s . Pri takšni hitrosti je že opazna zmanjšana učinkovitost aktivnega vzmetenja, saj so odstopanja prečnega nagiba večinoma med $\pm 3^\circ$, pri čemer imamo eno krajšo in eno daljšo konico velikosti $\pm 4^\circ$. Čeprav je trajanje daljše konice večje od dovoljenega odstopanja, je hitrost spremembe v višini leve in desne poti večja od fizičnih zmožnosti aktuatorjev in jo zelo verjetno tudi z drugačnim kontrolnim algoritmom ne bi mogli dovolj hitro odpraviti. Ne glede na to, da imamo občasne nagibe, ki presegajo zastavljene cilje, jih s pomočjo aktivnega vzmetenja v zelo kratkem času zmanjšamo. Za razliko od aktivnega vzmetenja, pri katerem je zaradi višje hitrosti gibanja vozila, opazna degradacija v delovanju, so prečni nagibi pasivnega vzmetenja ostali skoraj enaki in se ponovno gibljejo med $-7,5^\circ$ do $+5,5^\circ$.



Slika 6.8 Primerjava prečnega nagiba pri aktivnem in pasivnem vzmetenju pri hitrosti 4 m/s na prvem terenu. S črtkano črto so ponazorjene zelene meje, znotraj katerih se nagib lahko spreminja.

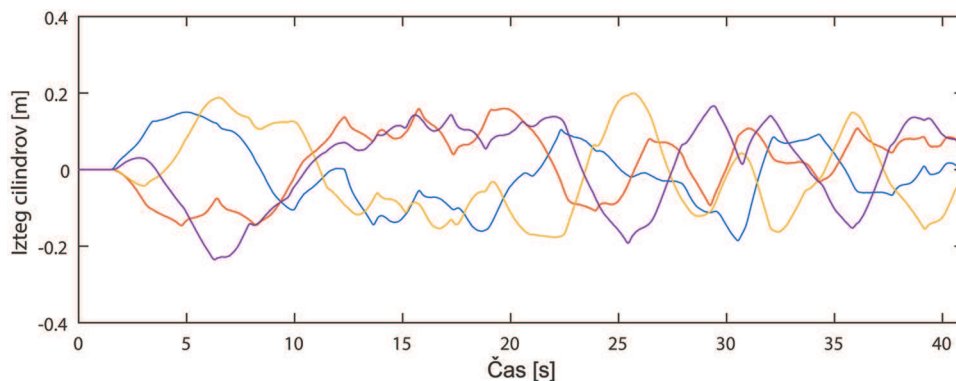
Ko analiziramo spreminjanje vzdolžnega nagiba pri aktivnem in pasivnem vzmetenju pri hitrosti 4 m/s , ki je prikazano na sliki 6.9, takoj opazimo, da prednost aktivnega vzmetenja ni več tako očitna, saj v nobenem segmentu poti aktivno vzmetenje ni občutno boljše od pasivnega. Aktivno vzmetenje vzdržuje vzdolžni nagib v mejah $\pm 2,5^\circ$, medtem ko se vzdolžni nagib pri pasivnem vzmetenju spreminja med -3° in $+2,5^\circ$.

Mehka krmilnika tudi pri večji hitrosti ves čas vzdržujeta iztege cilindrov znotraj dovoljenih meja, kar je razvidno s slike 6.10. Če prikazane iztege cilindrov pri hitrosti 4 m/s primerjamo z iztegi, ki so prikazani na sliki 6.7, lahko opazimo, da imamo pri manjših hitrostih daljše iztege. Temu je tako, ker ko se gibljemo z manjšo hitrostjo, imata krmilnika zadosti časa, da v večji meri odpravita nastale nezaželene nagibe, preden se



Slika 6.9 Primerjava vzdolžnega nagiba pri aktivnem in pasivnem vzmetenju pri hitrosti 4 m/s na prvem terenu. S črtkano črto so ponazorjene zelene meje, znotraj katerih se nagib lahko spreminja.

ponovno spremeni konfiguracija terena. Ker so grafi iztegov cilindrov tudi na naslednjih dveh terenih precej podobni že prikazanim, jih bomo iz nadaljnje analize izpustili, saj vse napisano za iztege cilindrov na prvem terenu velja tudi na drugih dveh.



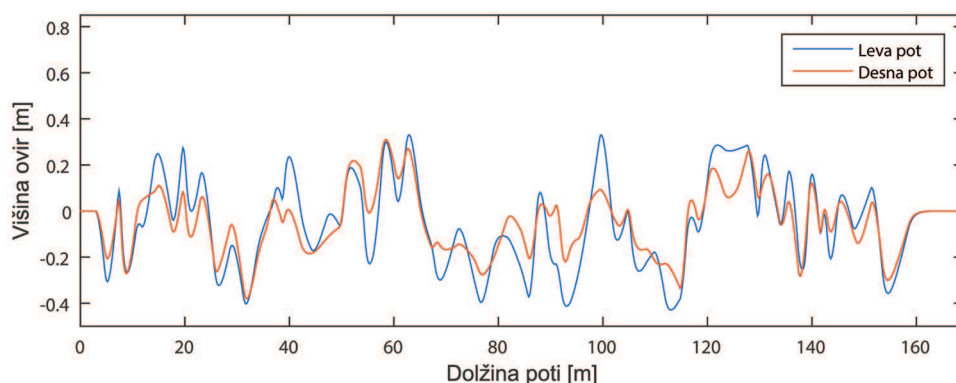
Slika 6.10 Prikaz iztega cilindrov pri hitrosti 4 m/s na prvem terenu. Z modro barvo je označen izteg sprednjega levega cilindra, z rdečo izteg sprednjega desnega cilindra, z rumeno izteg zadnjega levega cilindra in z vijolično izteg zadnjega desnega cilindra.

Z grafov prikazanih na slikah 6.8-6.10 lahko sklepamo, da je delovanje kontrolnega algoritma aktivnega vzmetenja za vzdrževanje prečnih nagibov pri gibanju vozila po prvem terenu s hitrostjo 4 m/s še vedno zelo uspešno, tako da večjih oscilacij, razen posameznih konic, v prečnih nagibih ni opaziti. Za razliko od zelo dobrih rezultatov pri vzdrževanju prečnega nagiba so rezultati kontrolnega algoritma za vzdrževanje vzdolžnega nagiba nekoliko slabši. Na nek način so bili takšni rezultati tudi pričakovani, saj kot smo že rekli, da bi odpravili vzdolžni nagib, morajo narediti cilindri približno dvakrat daljšo

pot od poti, ki jo morajo narediti pri odpravljanju prečnega nagiba enake velikosti. Ne glede na slabše rezultate pri odpravljanju vzdolžnih nagibov na prvem terenu, je aktivno vzmetenje zadovoljilo vse zastavljene cilje.

6.3.2 Primerjava vzmetenj na drugem terenu

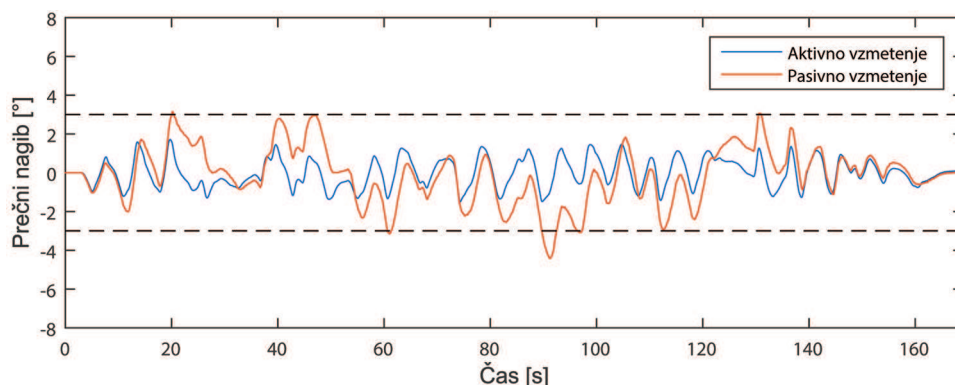
Parametri za generiranje drugega terena, kot je prikazan na sliki 6.11, so izbrani tako, da je naključno generirani teren bolj primeren za testiranje kontrolnega algoritma za nadzor vzdolžnega nagiba. Naključne dolžine posameznih segmentov neravne poti so izbrane tako, da generirajo krajše segmente, katerih naključna dolžina je med 0,5 in 3 metri. Prav tako je desna pot sestavljena iz 70 % koherentne poti in 30 % neodvisne poti. S takšno izbiro parametrov zagotovimo generiranje terenov, ki imajo krajše odseke, na katerih se hitreje spreminja višina. Ker sta leva in desna pot precej koherentni, nimamo velikih višinskih razlik med levo in desno potjo, temveč samo višinske razlike med sprednjimi in zadnjimi kolesi, kar je zelo primerno za testiranje vzdolžnih nagibov.



Slika 6.11 Generirani drugi teren, ki je bolj primeren za testiranje vzdolžnega nagiba, saj so višinska odstopanja med levo in desno potjo zelo majhna.

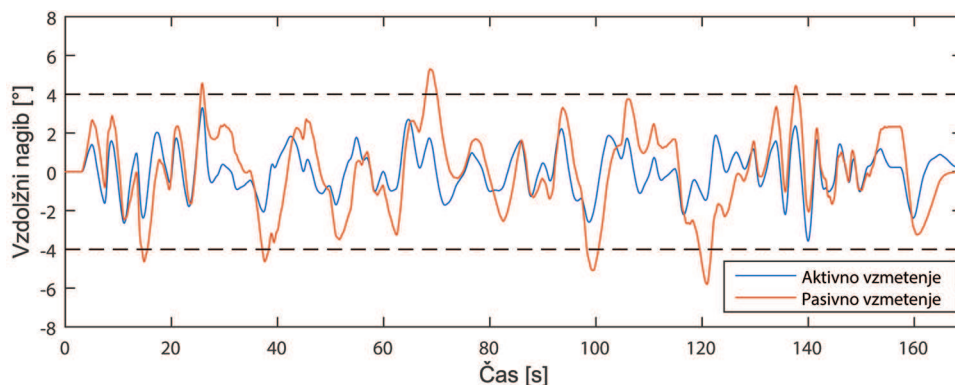
Najprej bomo na tem terenu, ki je prikazan na sliki 6.11, testirali delovanje kontrolnega algoritma pri hitrosti 1 m/s . Na sliki 6.12 je prikazano spreminjanje prečnega nagiba pri aktivnem in pasivnem vzmetenju. Tako kot pri prvem terenu tudi pri tem lahko opazimo, da je spreminjanje prečnega nagiba pri aktivnem vzmetenju zelo majhno, če se vozilo giblje z majhno hitrostjo (odstopanja so $\pm 1,5^\circ$). Za razliko od aktivnega vzmetenja, pri katerem imamo zanemarljive spremembe v prečnem nagibu, se vrednosti pri pasivnem vzmetenju gibljejo med $-4,5^\circ$ in $+3^\circ$.

Na sliki 6.13 je prikazano spreminjanje vzdolžnega nagiba aktivnega in pasivnega



Slika 6.12 Primerjava prečnega nagiba pri aktivnem in pasivnem vzmetenju pri hitrosti 1 m/s na drugem terenu. S črtkano črto so ponazorjene zelene meje, znotraj katerih se nagib lahko spreminja.

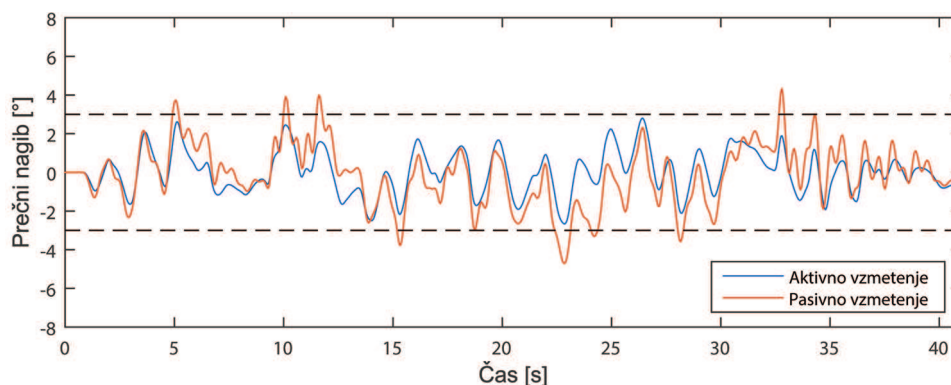
vzmetenja pri hitrosti 1 m/s . Vzdolžni nagib je pri aktivnem vzmetenju večinoma med $\pm 2^\circ$, z občasnimi konicami velikosti $\pm 3,5^\circ$. Za razliko od aktivnega vzmetenja, pri katerem so nagibi večino poti zanemarljivi, imamo pri pasivnem vzmetenju večje odstopanje, in sicer med -6° in $+5,5^\circ$.



Slika 6.13 Primerjava vzdolžnega nagiba pri aktivnem in pasivnem vzmetenju pri hitrosti 1 m/s na drugem terenu. S črtkano črto so ponazorjene zelene meje, znotraj katerih se nagib lahko spreminja.

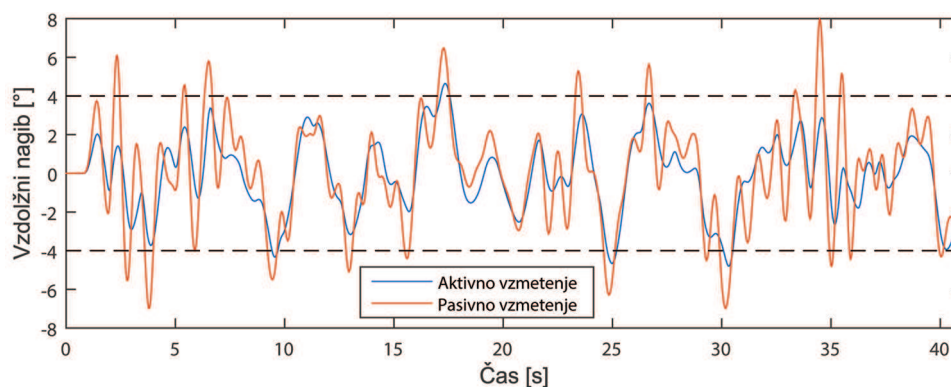
Z grafov prikazanih na slikah 6.12 in 6.13, lahko sklepamo, da je delovanje kontrolnih algoritmov aktivnega vzmetenja tudi pri gibanju vozila po drugem terenu s hitrostjo 1 m/s prav tako zelo uspešno, tako da večjih sprememb nagibov pri aktivnem vzmetenju ni opaziti. Kot smo že rekli, so spremembe neravnosti terena pri takšni hitrosti dokaj počasne in imata kontrolna krmilnika dovolj časa, da s pomočjo iztegov cilindrov vplivata na sistem.

Na sliki 6.14 je prikazano spreminjanje prečnega nagiba pri aktivnem in pasivnem vzmetenju pri hitrosti 4 m/s . Tudi pri takšni hitrosti ni opazna zmanjšana učinkovitost aktivnega vzmetenja, saj so spremembe prečnega nagiba še vedno v mejah $\pm 2,5^\circ$. Tako kot pri aktivnem tudi pri pasivnem vzmetenju ni opaziti kakšne večje degradacije v delovanju ter prihaja do nagibov $\pm 4,5^\circ$.



Slika 6.14 Primerjava prečnega nagiba pri aktivnem in pasivnem vzmetenju pri hitrosti 4 m/s na drugem terenu. S črtkano črto so ponazorjene zelene meje, znotraj katerih se nagib lahko spreminja.

Ko analiziramo spreminjanje vzdolžnega nagiba pri aktivnem in pasivnem vzmetenju pri hitrosti 4 m/s , ki je prikazano na sliki 6.15, opazimo, da je prednost aktivnega vzmetenja še vedno dokaj očitna, saj kakšnega večjega in časovno daljšega preseganja mejnih vrednosti ni videti. Aktivno vzmetenje vzdržuje vzdolžne nagibe v mejah $\pm 3^\circ$, z občasnimi konicami $\pm 4,5^\circ$. Tudi pri pasivnem vzmetenju imamo zaradi višje hitrosti gibanja večje vzdolžne nagibe in se le-ti ti gibljejo med -7° in $+8^\circ$.

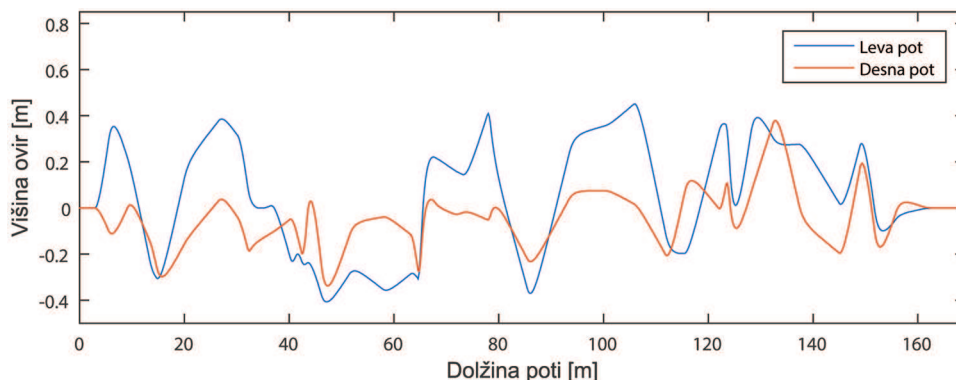


Slika 6.15 Primerjava vzdolžnega nagiba pri aktivnem in pasivnem vzmetenju pri hitrosti 4 m/s na drugem terenu. S črtkano črto so ponazorjene zelene meje, znotraj katerih se nagib lahko spreminja.

Z grafov prikazanih na slikah 6.14 in 6.15, lahko sklepamo, da je delovanje kontrolnega algoritma aktivnega vzmetenja pri gibanju vozila po drugem terenu s hitrostjo 4 m/s še vedno zelo uspešno, tako da večjih oscilacij v prečnih nagibih ni opaziti. V primerjavi z dobrimi rezultati pri vzdrževanju prečnega nagiba so rezultati kontrolnega algoritma za vzdrževanje vzdolžnega nagiba nekoliko slabši, ampak še vedno znotraj zelenih meja.

6.3.3 Primerjava vzmetenj na tretjem terenu

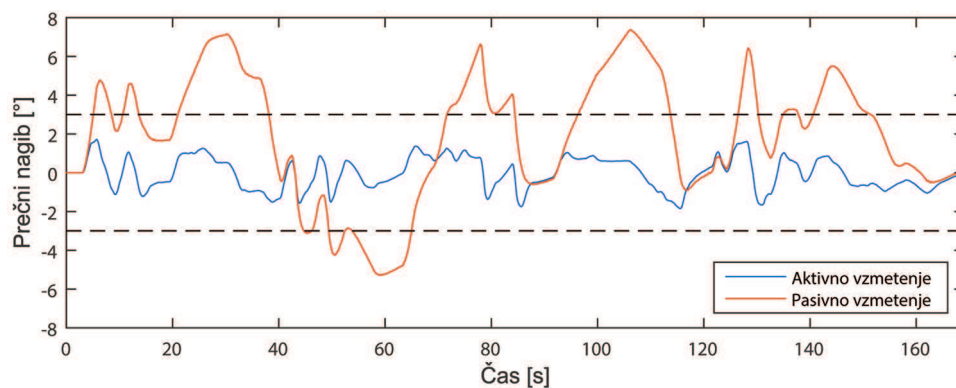
Parametri za generiranje terena, ki je prikazan na sliki 6.16, so izbrani tako, da je naključno generirani teren primeren za testiranje kontrolnega algoritma za nadzor tako prečnega kot vzdolžnega nagiba. Naključne dolžine posameznih segmentov neravne poti so izbrane tako, da generirajo krajše in daljše segmente. Naključne dolžine segmentov so med 0,5 in 8 metrov. Prav tako je desna pot sestavljena iz 50 % koherentne poti in 50 % neodvisne poti. S takšno izbiro parametrov zagotovimo generiranje terenov, ki imajo daljše odseke, na katerih se počasneje spreminja višina in krajše odseke, na katerih se hitreje spreminja višina.



Slika 6.16 Generirani tretji teren, ki je primeren za testiranje tako prečnega kot tudi vzdolžnega nagiba. Višinske razlike, do katerih prihaja zaradi krajših segmentov, povzročajo vzdolžne nagibe, medtem ko višinske razlike med levo in desno potjo povzročajo prečne nagibe.

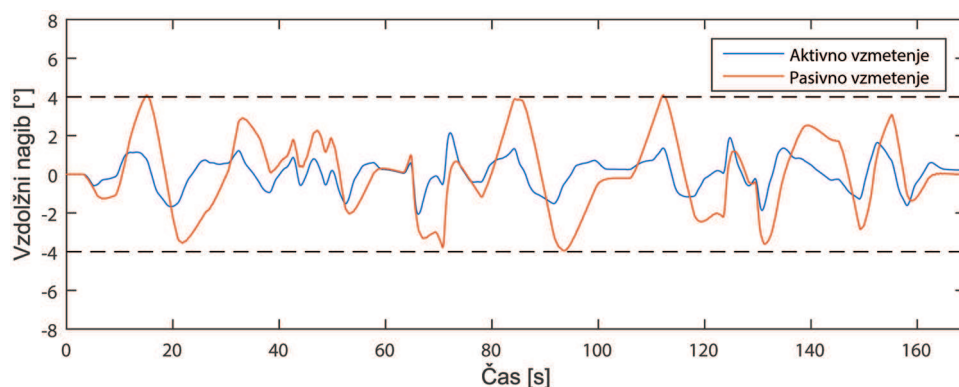
Najprej bomo na terenu, ki je prikazan na sliki 6.16, testirali delovanje kontrolnega algoritma pri hitrosti 1 m/s. Na sliki 6.17 je prikazano spreminjanje prečnega nagiba aktivnega in pasivnega vzmetenja. Enako kot pri prejšnjih terenih tudi pri tem lahko opazimo, da če se vozilo giblje z majhno hitrostjo, je spreminjanje prečnega nagiba pri aktivnem vzmetenju zanemarljivo (prihaja do odstopanj $\pm 2^\circ$). Za razliko od aktivnega vzmetenja, pri katerem imamo zanemarljive spremembe v prečnem nagibu, se le-te pri

pasivnem vzmetenju gibljejo med $-5,5^\circ$ in $+7,5^\circ$.



Slika 6.17 Primerjava prečnega nagiba pri aktivnem in pasivnem vzmetenju pri hitrosti 1 m/s na tretjem terenu. S črtkano črto so ponazorjene zelene meje, znotraj katerih se nagib lahko spreminja.

Na sliki 6.18 je prikazano spreminjanje vzdolžnega nagiba aktivnega in pasivnega vzmetenja pri hitrosti 1 m/s . Vzdolžni nagib je pri aktivnem vzmetenju $\pm 2^\circ$. Pri pasivnem vzmetenju imamo večje odstopanje, in sicer med $\pm 4^\circ$.

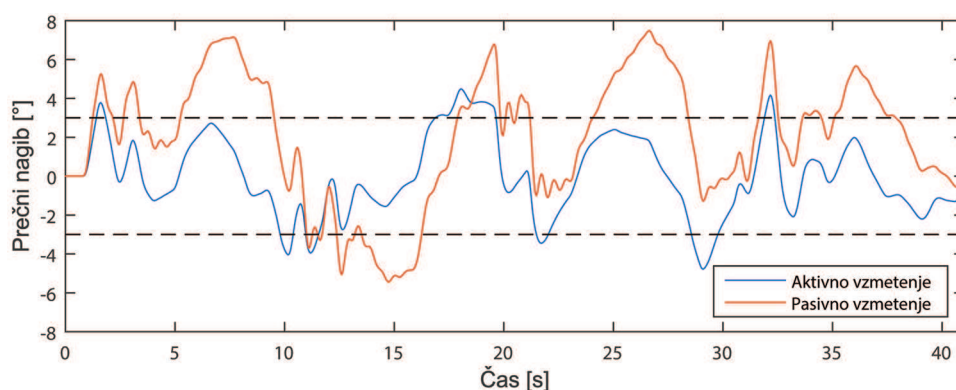


Slika 6.18 Primerjava vzdolžnega nagiba pri aktivnem in pasivnem vzmetenju pri hitrosti 1 m/s na tretjem terenu. S črtkano črto so ponazorjene zelene meje, znotraj katerih se nagib lahko spreminja.

Z grafov prikazanih na slikah 6.17 in 6.18 lahko sklepamo, da je delovanje kontrolnih algoritmov aktivnega vzmetenja pri gibanju vozila po tretjem terenu s hitrostjo 1 m/s , ki povzroča tako prečne kot tudi vzdolžne nagibe, zelo uspešno. Pri aktivnem vzmetenju med celotno potjo ni moč opaziti večjih sprememb prečnih in vzdolžnih nagibov.

Na sliki 6.19 je prikazano spreminjanje prečnega nagiba aktivnega in pasivnega vzme-

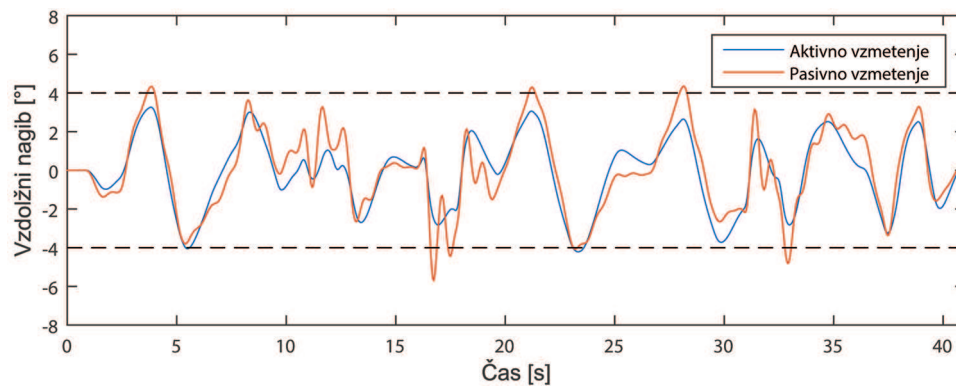
tenja pri hitrosti 4 m/s. Pri takšni hitrosti je ponovno opazna zmanjšana učinkovitost aktivnega vzmetenja. Ne glede na to aktivno vzmetenje še vedno vzdržuje nagibe znotraj zastavljenih ciljev, in se le-ti večinoma gibljejo med $\pm 3^\circ$, z občasnimi konicami tudi do velikosti -5° . Ker take konice lahko odpravimo z zmanjšanjem hitrosti vozila, jih, v kolikor niso prepogoste, ne obravnavam kot kritične. Za razliko od aktivnega vzmetenja, pri katerem je opazna degradacija v delovanju, imamo pri pasivnem vzmetenju pri višji hitrosti precej podobne prečne nagibe, kot pri počasnejši hitrosti. Le-ti se ponovno gibljejo med $-5,5^\circ$ in $7,5^\circ$.



Slika 6.19 Primerjava prečnega nagiba pri aktivnem in pasivnem vzmetenju pri hitrosti 4 m/s na tretjem terenu. S črtkano črto so ponazorjene zelene meje, znotraj katerih se nagib lahko spreminja.

Ko analiziramo spreminjanje vzdolžnega nagiba pri aktivnem in pasivnem vzmetenju pri hitrosti 4 m/s, ki je prikazano na sliki 6.20, takoj opazimo, da prednost aktivnega vzmetenja ni več tako očitna, saj razen v dveh krajših segmentih poti aktivno vzmetenje ni bistveno boljše od pasivnega. V določenih zelo kratkih delih poti se pasivno vzmetenje obnese za kakšno desetinko stopinje bolje kot aktivno vzmetenje. Aktivno vzmetenje vzdržuje vrednosti vzdolžnega nagiba med $\pm 4^\circ$. Za razliko od aktivnega vzmetenja, pri katerem je zaradi višje hitrosti gibanja vozila opazna degradacija v delovanju, so prečni nagibi pasivnega vzmetenja ostali dokaj enaki in se ponovno gibljejo med -6° in $+4,5^\circ$.

Z grafov prikazanih na slikah 6.19 in 6.20, lahko sklepamo, da je delovanje kontrolnega algoritma aktivnega vzmetenja za vzdrževanje prečnih nagibov pri gibanju vozila po tretjem terenu s hitrostjo 4 m/s še vedno zelo uspešno, tako da večjih oscilacij v prečnih nagibih ni opaziti. Za razliko od zelo dobrih rezultatov pri vzdrževanju prečnega nagiba so rezultati kontrolnega algoritma za vzdrževanje vzdolžnega nagiba občutno slabši oziroma se v določenih krajših segmentih pasivno vzmetenje celo boljše obnese.



Slika 6.20 Primerjava vzdolžnega nagiba pri aktivnem in pasivnem vzmetenju pri hitrosti 4 m/s na tretjem terenu. S črtkano črto so ponazorjene zelene meje, znotraj katerih se nagib lahko spreminja.

7 Zaključek

Osnovni namen magistrske naloge je bil ugotoviti, ali je aktivno vzmetenje učinkovito pri vzdrževanju minimalnih nagibov pri gibanju po zelo neravnih terenih in v kolikšni meri. V ta namen smo najprej v programskem okolju Simulink izdelali matematični model celotnega vozila s pasivnim vzmetenjem. Potem smo osnovnemu modelu dodali mehke krmilnike za vzdrževanje prečnih in vzdolžnih nagibov ter tako dobili matematični model celotnega vozila z aktivnim vzmetenjem. Pri gibanju vozila po zelo neravnih terenih pri hitrosti 1 m/s se je aktivno vzmetenje zelo dobro obneslo. Tako prečni kot vzdolžni nagibi so bili zanemarljivo majhni in so se gibali v mejah $\pm 2^\circ$. Pri gibanju vozila z višjo hitrostjo, in sicer 4 m/s , so rezultati vzdrževanja vzdolžnega nagiba nekoliko slabši. Razlog za to tiči v geometriji vozila, saj je pot, ki jo morajo narediti cilindri, da bi odpravili vzdolžni nagib, približno dvakrat daljša od poti, ki jo morajo narediti pri odpravljanju prečnega nagiba enake velikosti. Z drugačnim razbitjem zalog vrednosti vhodnih in izhodnih mehkih spremenljivk ter z drugačnimi mehкими pravili bi lahko nekoliko izboljšali rezultate.

Ne glede na to, da smo pri izdelavi mehko krmiljenega aktivnega vzmetenja želeli

predvsem izboljšati stabilnost vozila, smo delno upoštevali tudi udobnost. Če tega ne bi naredili in bi drugače definirali razbitje zaloge vrednosti vhodnih mehkih spremenljivk, bi pri vzdrževanju minimalnih nagibov na prvem terenu pri hitrosti 1 m/s dosegli veliko boljše rezultate. Le-ti bi bili tako za vzdolžne kot tudi prečne nagibe znotraj meja $\pm 0,17^\circ$. S tem bi se še dodatno izboljšala stabilnost vozila, obenem pa bi močno zmanjšali udobnost vožnje, ker bi se vertikalni pospeški vzmetene mase močno povečali. Pri tem se je treba zavedati, da so izboljšanja, ki jih lahko dosežemo z drugačnimi kontrolnimi algoritmi, omejena s fizičnimi možnostmi aktuatorjev.

Iz vsega povedanega lahko pridemo do sklepa, da je aktivno vzmetenje zelo uspešno pri odpravljanju prečnih in vzdolžnih nagibov. Stopnja uspešnosti je odvisna od več različnih faktorjev, in sicer hitrosti gibanja vozila, hitrosti iztegovanja aktuatorjev, kontrolnega algoritma in ne nazadnje tudi od terena, po katerem se vozilo giblje.

Za razliko od predstavljenega linearnega modela vozila, so dejanska vozila nelinearna. Lahko rečemo, da je glede na obravnavano problematiko vzdrževanja minimalnih nagibov največje pomanjkanje trenutnega modela vozila to, da ni upoštevana nelinearnost hidravličnih aktuatorjev. Poleg nelinearnosti aktuatorjev, bi lahko v modelu vozila upoštevali tudi nelinearnost blažilcev in pnevmatik. Torej eno od možnosti za nadaljnja izboljšanja vidimo predvsem v izboljšanju obstoječega modela vozila. Pri določanju kompleksnosti oziroma stopnje nelinearnosti je treba biti še posebej previden, saj so lahko v praksi nelinearni modeli vozila za opazovanje vedenja sistema aktivnega vzmetenja zelo zapleteni in preveč zahtevni za realizacijo [30].

Druga možnost nadaljnjega izboljšanja je izboljšanje obstoječega kontrolnega algoritma, in sicer predvsem v optimizaciji števila mehkih pravil ter pri večjem upoštevanju udobnosti vožnje. Optimizacijo števila mehkih pravil bi lahko dosegli z vpeljavo tretjega mehkega krmilnika in hierarhične izvedbe krmiljenja [72]. Obstoječa dva bi nadzorovala samo prečne in vzdolžne nagibe, medtem ko bi tretji skrbel za določanje izhodnih sil ter vzdrževanje delovnega območja aktuatorjev. Ker je v sami nalogi zelo malo poudarka na udobnosti vožnje, bi se dalo le-to vključiti v obstoječo rešitev z drugačnim kontrolnim algoritmom.

LITERATURA

- [1] A. M. Abouel-Nour, Active control of vehicle suspension, PhD dissertation, The University of Leeds, Leeds (1989).
- [2] A. Agharkakli, S. S. Ghobad, A. Barouz, Simulation and analysis of passive and active suspension system using quarter car model for different road profile, International Journal of Engineering Trends and Technology 31 (5) (2012) 636–644.
- [3] M. Agostinacchio, D. Ciampa, S. Olita, The vibrations induced by surface irregularities in road pavements – a matlab approach, European Transport Research Review 6 (9) (2014) 267–275.
- [4] B. AlBassam, A. A. AFayed, M. ElMadany, Optimal linear preview control of slow active suspension systems, in: Proceedings of the 7th Saudi Engineering Conference, 2004, pp. 1–13.
- [5] A. A. Aly, A. Al-Marakeby, K. A. Shoush, Active suspension control of a vehicle system using intelligent fuzzy technique, International Journal of Scientific and Engineering Research 4 (10) (2013) 1387–1392.
- [6] Audi, Pneumatic suspension system part 2, 4-level air suspension in the audi allroad quattro, Tech. Rep. 242, Audi AG (2012).
url: www.donnagrossmancasting.com/allroad/allroad_20suspension_202.pdf
- [7] A. S. Baillie, Development of a fuzzy logic controller for an active suspension of an off-road vehicle fitted with terrain preview, PhD dissertation, Royal Military College of Canada, Kingston, Ontario (1989).
- [8] B. Bede, Mathematics of Fuzzy Sets and Fuzzy Logic, Springer, Berlin Heidelberg, 2013.

- [9] K. Bogsjo, Coherence of road roughness in left and right wheel-path, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 46 (1) (2008) 599–609.
- [10] K. Bogsjo, Road profile statistics relevant for vehicle fatigue, PhD dissertation, Faculty of Engineering Centre for Mathematical Sciences, Lund University, Lund, Sweden (2007).
- [11] M. Borowiec, G. Litak, J. Hunicz, G. Koszalka, A. Niewczas, Vertical vibrations of a vehicle excited by real road profiles, in: Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics, WILEY-VCH Verlag GmbH and Co, 2009, pp. 1–2.
- [12] L. Chai, T. Sun, The design of LQG controller for active suspension based on analytic hierarchy process, *Mathematical Problems in Engineering* 2010 (1) (2010) 1–19.
- [13] B. Chandekar, D. L. Hemant, Design of electro-hydraulic active suspension system for four wheel vehicles, *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering* 4 (4) (2014) 885–889.
- [14] A. Dharan, H. Storhaug, R. Karimi, LQG control of a semi-active suspension system equipped with MR rotary brake, in: V. Niola, Z. Bojkovic, I. Garcia Planas (Eds.), Proceedings of the 12th WSEAS international conference on Robotics, Control and Manufacturing Technology, World Scientific and Engineering Academy and Society, 2012, pp. 176–181.
- [15] M. M. ElMadany, Control and evaluation of slow-active suspensions with preview for a full car, *Mathematical Problems in Engineering* 2012 (2012) 1–19.
- [16] M. M. ElMadany, Z. S. Abduljabbar, Linear quadratic gaussian control of a quarter-car suspension, *Vehicle System Dynamics* 32 (6) (1999) 479–497.
- [17] A. Elmarakbi, C. Rengaraj, A. Wheatley, M. Elkady, New integrated chassis control systems for vehicle handling performance enhancement, *International Journal of Dynamics and Control* 2013 (1) (2013) 360–384.
- [18] I. Eski, S. Yildirim, Vibration control of vehicle active suspension system using a new robust neural network control system, *Simulation Modelling Practice and Theory* 17 (1) (2009) 778–793.

- [19] E. Esmailzadeh, H. Taghrirad, Active vehicle suspensions with optimal state-feedback control, *International Journal of Mechanical Science* (1996) 1–19.
- [20] G. Genta, L. Morello, *The Automotive Chassis, Vol. 1: Components Design*, Springer Science+Business Media, LLC, Netherlands, 2009.
- [21] G. Genta, L. Morello, *The Automotive Chassis, Vol. 2: System Design*, Springer Science+Business Media, LLC, Netherlands, 2009.
- [22] N. M. Ghazaly, A. O. Moaaz, The future development and analysis of vehicle active suspension system, *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering* 11 (5) (2014) 19–25.
- [23] A. S. Hassa, O. S. Lashine, Identification of road surface qualities for linear and non-linear vehicle modeling, in: E.-U. SPIE, Bellingham WA (Ed.), *Conference and Exposition on Structural Dynamics*, SPIE proceedings series, 2002, pp. 318–323.
- [24] B. Heißing, M. Ersoy, *Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives*, Vieweg+Teubner Verlag, Berlin, 2011.
- [25] L. Hongyi, H. Liua, S. Handb, C. Hilton, Multi-objective h_∞ control for vehicle active suspension systems with random actuator delay, *International Journal of Systems Science* 43 (12) (2012) 2214–2227.
- [26] D. Hrovat, Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications, *Automatica* 33 (10) (1997) 1781–1817.
- [27] K. Iagnemma, A. Rzepniewski, S. Dubowsky, P. Pirjanian, T. Huntsberger, P. Schenker, Mobile robot kinematic reconfigurability for rough terrain, in: G. Mc-Kee, P. Schenker (Eds.), *Sensor Fusion and Decentralized Control in Robotic Systems III*, SPIE Proceedings, 2000, pp. 1–8.
- [28] A. F. Jahromi, W. F. Xie, R. B. Bhat, Ride control of passenger cars with semiactive suspension system using a linear quadratic regulator and hybrid optimization algorithm, *World Academy of Science, Engineering and Technology* 6 (7) (2012) 894–900.
- [29] R. N. Jazar, *Vehicle Dynamics: Theory and Application*, Springer Science+Business Media, LLC, Melbourne, 2009.

- [30] C. Jiangtao, L. Honghai, L. Ping, D. Brown, Ieee transactions on intelligent transportation systems, *State of the Art in Vehicle Active Suspension Adaptive Control Systems Based on Intelligent Methodologies* 9 (3) (2008) 392–405.
- [31] M. Kawana, T. Shimogo, Active suspension of truck seat, *Shock and Vibration* 5 (1) (1998) 35–41.
- [32] A. Kruczek, A. Stribrsky, H_∞ control of automotive active suspension with linear motor, in: *Proceedings of 3 rd IFAC Symposium on Mechatronic Systems, 2004*, pp. 1–6.
- [33] M. S. Kumar, S. Vijayarangan, Linear quadratic regulator controller design for active suspension system subjected to random road surface, *Journal of Scientific and Industrial Research* 66 (3) (2006) 213–226.
- [34] S. Lajqi, S. Pehan, Designs and optimizations of active and semi-active non-linear suspension systems for a terrain vehicle, *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering* 58 (12) (2012) 732–743.
- [35] C. C. Lee, Fuzzy logic in control systems: fuzzy logic controller – part i, *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics* 20 (2) (1990) 404–418.
- [36] P. Mučka, Longitudinal road profile spectrum approximation by split straight lines, *Journal of Transportation Engineering* 138 (2) (2012) 243–251.
- [37] D. Nagy, P. Gáspár, Active suspension control design for unmanned ground vehicles, *Periodica polytechnica - Transportation Engineering* 40 (1) (2012) 27–32.
- [38] T. T. Nguyen, V. G. Nguyen, S. B. Kim, Control of active suspension system by using H_∞ theory, *Transaction on Control, Automation and Systems Engineering* 2 (1) (2000) 1–6.
- [39] J. d. D. Ortuzar, L. G. Willumsen, *Modelling Transport*, Fourth edition, John Wiley and Sons, Ltd, Chichester, England, 2011.
- [40] H. Pacejka, *Tire and Vehicle Dynamics*, 3rd Edition, Elsevier Ltd, Oxford, Great Britain, 2012.

- [41] R. K. Pekgokgoz, M. A. Gurel, M. Bilgehan, M. Kisan, Active suspension of car using fuzzy logic controller optimized by genetic algorithm, *International Journal of Engineering and Applied Sciences* 2 (4) (2010) 27—37.
- [42] J. Petrić, *Automatska regulacija: uvod u analizu i sintezu*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, Zagreb, 2011.
- [43] K. Popp, W. Schiehlen, *Ground Vehicle Dynamics*, Springer, Berlin Heidelberg, 2010.
- [44] M. V. C. Rao, V. Prahlad, A tunable fuzzy logic controller for vehicle active suspension systems, *Fuzzy Sets and Systems* 85 (1) (1997) 11–21.
- [45] G. Rill, *Vehicle dynamics*, Fachhochschule Regensburg, University of Applied Science, Regensburg, 2004.
- [46] T. J. Ross, *Fuzzy Logic with Engineering Applications*, John Wiley and Sons Ltd., Chichester, England, 2004.
- [47] E. Sakman, R. Guclu, N. Yagiz, Performance analysis of limited bandwidth active suspension with preview based on a discrete time model, *Sadhana* 30 (5) (2005) 649–659.
- [48] M. M. Salem, A. A. Aly, Fuzzy control of a quarter-car suspension system, *World Academy of Science, Engineering and Technology* 3 (5) (2009) 224—229.
- [49] M. Salem, Full car model active suspension system with pid and fuzzy controls to improve ride comfort, *Journal of American Science* 9 (12) (2013) 633–645.
- [50] S. M. Savaresi, C. Poussot-Vassal, C. Spelta, O. Sename, L. Dugard, *Semi-active suspension control design for vehicles*, Elsevier Ltd, 2010.
- [51] M. Sayers, S. Karamihas, *The Little Book of Profiling*, University of Michigan, Michigan, 1998.
- [52] W. Schiehlen, White noise excitation of road vehicle structures, *Sadhana* 31 (4) (2006) 487–503.
- [53] S. Segla, S. Reich, Optimization and comparison of passive, active, and semi-active vehicle suspension systems, 12 th IFTOMM world congress, 18–20jun, 2007.

- [54] S. Shahriar, Development and evaluation of a semi-active suspension system for full suspension tractors, PhD dissertation, Von der Fakultät V, Technischen Universität Berlin, Erlangung des akademischen Grades, Berlin, Germany (2009).
- [55] A. Shariati, H. D. Taghirad, A. Fatehi, Decentralized robust H_∞ controller design for a half car active suspension system, in: Control 2004, University of Bath, UK, 2004, pp. 1–5.
- [56] A. Soliman, LQR controller for active car suspension, [SAE Technical Paper 2011-01-0430](#).
- [57] D. Stamm, Military active suspension technology overview, Tech. rep., Pi Innovo (2010).
url: www.pi-innovo.com/core/?wpdmdl=3971
- [58] M. Strassberger, J. Guldner, BMW's dynamic drive: an active stabilizer bar system, [Control Systems, IEEE 24 \(4\) \(2004\) 28–29](#).
- [59] A. Stribrsky, K. Hyniova, J. Honcu, A. Kruczek, Using fuzzy logic to control active suspension system of one-half-car model, *Acta Montanistica Slovaca* 8 (4) (2003) 223–227.
- [60] Y. Taskin, Y. Hacioglu, N. Yagiz, The use of fuzzy-logic control to improve the ride comfort of vehicles, *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering* 53 (4) (2005) 233–240.
- [61] G. Tora, Study operation of the active suspension system of a heavy machine cab, *Journal of theoretical and applied mechanics* 48 (3) (2010) 715–731.
- [62] M. Turkkan, N. Yagiz, Fuzzy logic control for active bus suspension system, [Journal of Physics: Conference Series 410 \(1\) \(2013\) 1–4](#).
- [63] F. Tyan, Y.-F. Hong, S. Tu, W. Jeng, Generation of random road profiles, *Journal of Advanced Engineering* 4 (2) (2009) 151–156.
- [64] J. Vaughan, Active and semi-active control to counter vehicle payload variation, MSc thesis, The George W. Woodruff School of Mechanical Engineering, Georgia Institute of Technology, Atlanta, Georgia (2004).

- [65] K. J. Wakeham, D. G. Rideout, Model complexity requirements in design of half car active suspension controllers, ASME Dynamic Systems and Controls Conference, Arlington, VA Oct. 31-Nov.2, 2011 (2011) 1–8.
- [66] Z. Xin, Z. Jianwu, Performance analysis of limited bandwidth active suspension with preview based on a discrete time model, WSEAS TRANSACTIONS on SYSTEMS 9 (8) (2010) 834–843.
- [67] M. S. Yahaya, H. A. Ruddin, A. Nasarudin, LQR controller for active car suspension, *Conference: TENCON 2000. Proceedings 1 (1) (2000) 441–444.*
- [68] Z. Yue, Z. Sihong, Nonlinear time delay suspension adaptive neural network active control, *Abstract and Applied Analysis 2014 (1) (2014) 1–6.*
- [69] L. Zadeh, Fuzzy logic = computing with words, IEEE Transactions on Fuzzy Systems 4 (2) (1996) 103–111.
- [70] L. Zadeh, Fuzzy sets, *Information and Control 8 (3) (1965) 338–353.*
- [71] L. Zadeh, The concept of a linguistic variable and its applications to approximate reasoning-i, *Information Sciences 8 (3) (1975) 199–249.*
- [72] N. Zimic, M. Mraz, Decomposition of a complex fuzzy controller for the truck-and-trailer reverse parking problem, *Mathematical and Computer Modelling 43 (5–6) (2006) 632–645.*
- [73] M. Zuščíkova, C. Belavy, H_∞ controller design for active suspension system, in: M. Fikar, K. M. (Eds.), Proceedings of the 18th International Conference on Process Control, Slovak University of Technology in Bratislava, 2011, pp. 394–399.