

# Unapređenje kriterija konzistencije u horizontalnim krivinama vangradskih dvotračnih cesta uz primjenu bicikl-modela vozila te realnih parametara ponašanja vozača

---

**Maljković, Biljana**

**Doctoral thesis / Disertacija**

**2021**

*Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj:*

**University of Split, Faculty of Civil Engineering, Architecture and Geodesy / Sveučilište u Splitu, Fakultet građevinarstva, arhitekture i geodezije**

<https://doi.org/10.31534/DocT.050.MaljB>

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:123:668745>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2024-12-24**



*Repository / Repozitorij:*

[FCEAG Repository - Repository of the Faculty of Civil Engineering, Architecture and Geodesy, University of Split](#)



UNIVERSITY OF SPLIT

  
DIGITALNI AKADEMSKI ARHIVI I REPOZITORIJI



**SVEUČILIŠTE U SPLITU**

**FAKULTET GRAĐEVINARSTVA, ARHITEKTURE  
I GEODEZIJE**

**Biljana Maljković, dipl. ing. građ.**

**UNAPREĐENJE KRITERIJA KONZISTENCIJE U  
HORIZONTALNIM KRIVINAMA VANGRADSKIH  
DVOTRAČNIH CESTA UZ PRIMJENU BICIKL-  
MODELA VOZILA TE REALNIH PARAMETARA  
PONAŠANJA VOZAČA**

**Disertacija**

**Split, 2021.**

Biljana Maljković, dipl. ing. građ.

Redni broj: 050

**Ova disertacija predana je na ocjenu  
Sveučilištu u Splitu,  
Fakultetu građevinarstva, arhitekture i geodezije  
u svrhu stjecanja akademskog stupnja  
doktora tehničkih znanosti u  
znanstvenom polju građevinarstvo**

**Mentor:**

prof. dr. sc. Dražen Cvitanić

**Povjerenstvo za ocjenu:**

Izv. prof. dr. sc. Deana Breški, dipl. ing. građ.

Prof. dr. sc. Tomaž Tollazzi, dipl. ing. građ.

Izv. prof. dr. sc. Ivan Lovrić, dipl. ing. građ.

**Povjerenstvo za obranu:**

**Izv. prof. dr. sc. Deana Breški, dipl. ing. građ.**

**Prof. dr. sc. Tomaž Tollazzi, dipl. ing. građ.**

**Izv. prof. dr. sc. Ivan Lovrić, dipl. ing. građ.**

**Rad je obranjen 22. siječnja 2021.**

Tajnica:

**Saša Delić, dipl. iur.**



**Rad sadrži:**

199 stranica teksta

99 slika

33 tablice

138 citiranih referenci

*Posvećeno mojoj obitelji*

## **Zahvale**

*Na prvom mjestu, iskrena zahvala mentoru, prof. dr. sc. Draženu Cvitaniću na velikoj pomoći, podršci i razumijevanju. Hvala što je svaki problem znao učiniti jednostavnim i što mi je pomogao da sa zadovoljstvom napišem ovaj rad.*

*Hvala izv. prof. dr. sc. Deani Breški za detaljan pregled disertacije te korisne sugestije, kao i za prijateljsku podršku i ugodno radno okruženje.*

*Zahvala članovima povjerenstva, prof. dr. sc. Tomažu Tollazziu i izv. prof. dr. sc. Ivanu Lovriću za detaljno čitanje rada, korisne savjete i podršku za daljnji rad.*

*Hvala mojim prijateljima i kolegama koji su sudjelovali u eksperimentalnom dijelu istraživanja.*

*Hvala gospodinu Baldi Bakaliću, dipl. ing. građ. iz Hrvatskih cesta, d.o.o., na ustupljenom projektu analizirane dionice državne ceste DC1, kao i snimci izvedenog stanja, koji su bili od velike pomoći pri izradi disertacije.*

*I na kraju, neizmjereno hvala mojoj obitelji, bez čije ljubavi, razumijevanja, podrške i pomoći, završetak ovoga rada ne bi bio moguć i definitivno ne bi imao smisla. Njima bi i posvetila ovaj rad: suprugu Mislavu i našim djevojčicama Miji i Dori, mami, tati te sestrama Mireli i Sandri.*

Biljana Maljković, dipl. ing. građ.

## **Unapređenje kriterija konzistencije u horizontalnim krivinama vangradskih dvotračnih cesta uz primjenu bicikl-modela vozila te realnih parametara ponašanja vozača**

### **Sažetak:**

Jasan pokazatelj nekonzistencije elemenata horizontalnog toka trase jest gubitak poprečne stabilnosti vozila u horizontalnim krivinama koji se najjednostavnije može opisati konceptom margine sigurnosti. U doktorskoj disertaciji iznesen je pregled aktualnih smjernica za projektiranje horizontalnog toka trase te najvažnijih istraživanja vezanih za koncept konzistencije toka trase. Pritom su uočene sljedeće značajne manjkavosti postojećih procedura: odabir nerealnih mjerodavnih brzina, pretpostavka da polumjer putanje vozila odgovara projektiranoj vrijednosti te primjena suviše jednostavnog modela vozila, odnosno osnovnog modela materijalne točke. Kao odgovor na uočene nedostatke, osmišljen je novi pristup u projektiranju konzistentnog toka trase, s naglaskom na horizontalne krivine. Novi pristup zasnovan je na konceptu margine sigurnosti, a unapređenje se odnosi na primjenu bicikl-modela vozila u kombinaciji s korištenjem realnijih vrijednosti brzina i polumjera putanje vozila. Bicikl-model vozila omogućuje razmatranje prijenosa opterećenja na pojedine osovine uslijed uzdužnog nagiba i promjene brzine, odnosno čimbenika koji utječu na marginu sigurnosti, a koji su do sada korištenim modelom materijalne točke u potpunosti zanemarivani. U svrhu određivanja parametara stvarnog ponašanja vozača, provedeno je eksperimentalno istraživanje na dionici vangradske dvotračne ceste DC1 (Hrvatska), u sklopu kojega su uz primjenu visokofrekventnog GPS uređaja snimane brzine i polumjeri putanja vozila reprezentativnog uzorka vozača. Temeljem provedenih analiza snimljenih podataka, predložena je implementacija stvarnog ponašanja vozača u postupak projektiranja kroz razvijene regresijske modele operativnih brzina (za pravce i horizontalne krivine) te utvrđen izraz za izračun kritičnog polumjera putanje vozila. Razradom unaprijeđenog koncepta margine sigurnosti stvorena je osnova za projektiranje krivina visoke razine sigurnosti, kako za vrijednosti raspoloživog trenja na suvremenim kolnicima, tako i za buduća mjerenja. Temeljem kriterija konzistencije operativne brzine i unaprijeđenog kriterija konzistencije dinamike vožnje, definirani su dijagrami primjenjivih polumjera susjednih krivina. Dobiveni rezultati ukazuju na potrebu za povećanjem vrijednosti najmanjeg polumjera

horizontalne krivine te je, u konačnici, provedenom analizom postignuto fizikalno objašnjenje najčešćih uzroka prometnih nesreća u oštrim krivinama.

**Ključne riječi:** horizontalna krivina, konzistencija, margina sigurnosti, GPS, kritični polumjer putanje vozila, operativna brzina, bicikl-model vozila.

Biljana Maljković, M. Civ. Eng.

## **Evaluation of design consistency on horizontal curves for two-lane state roads using bicycle-model and realistic parameters of driver behaviour**

### **Abstract:**

The loss of vehicle stability in horizontal curves is a clear indicator of horizontal alignment design inconsistency, which can easily be quantified by determining the margins of safety. The doctoral thesis presents an overview of current horizontal alignment design guidelines and most important research of the design consistency concept. The following significant shortcomings in current road design practice were noticed: selection of unrealistic relevant speeds, the assumption that drivers follow a path with a radius equal to curve radius and the application of too simple vehicle model, i.e. basic point mass model. To overcome the observed limitations, the new consistent design approach has been developed, with an emphasis on horizontal curves. The new approach is based on the margin of safety concept, improved in terms of using the bicycle vehicle model in combination with more realistic values of speed and vehicle path radii. The bicycle vehicle model considers longitudinal load transfer, on individual axles, due to grade and speed changes, i.e. factors affecting margins of safety that are completely ignored by the simple point mass model used so far. To collect the driver behaviour data, an experimental investigation was conducted on a segment of the two-lane state road DC1 (Croatia). Individual speeds and vehicle path radii achieved by representative sample of drivers were recorded with a high-frequency GPS device. Based on the analysis of recorded data, the implementation of naturalistic driver behaviour in the road design process is proposed through regression models for predicting operating speeds (for tangents and horizontal curves) and through the equation for calculating the critical path radius. The improvement of the safety margin concept has created the basis for designing horizontal curves with high level of safety, both for the values of available friction on modern pavements as well as for future measurements. Based on operating speed consistency criterion and improved safety criterion related to driving dynamic consistency, the graphs of applicable adjacent horizontal curve radii were developed. The results obtained showed that the values of minimum horizontal curve radii need to be increased and, finally, this analysis has provided a physical explanation of the most common causes of accidents in sharp horizontal curves.

**Keywords:** horizontal curve, design consistency, margin of safety, GPS, critical vehicle path radius, operating speed, bicycle-model.

## SADRŽAJ

<b>1.</b>	<b>UVOD.....</b>	<b>1</b>
1.1.	Motivacija .....	1
1.2.	Ciljevi .....	5
1.3.	Metodologija .....	6
1.4.	Pregled rada.....	7
<b>2.</b>	<b>OSNOVE KRUŽNOG GIBANJA VOZILA I TRENJE.....</b>	<b>9</b>
2.1.	Općenito .....	9
2.2.	Trenje .....	11
2.2.1.	Mehanizam trenja .....	13
2.2.2.	Utjecaj različitih čimbenika na sposobnost trenja između pneumatika i površine kolnika.....	14
2.2.3.	Trenje u uzdužnom smjeru .....	24
2.2.4.	Trenje u poprečnom smjeru.....	31
2.2.5.	Istovremeno djelovanje sile trenja u uzdužnom i poprečnom smjeru .....	35
2.3.	Utjecaj karakteristika upravljivosti na ponašanje vozila u krivini....	38
2.4.	Dinamika vozila .....	44
2.4.1.	Model materijalne točke .....	48

2.4.2.	Modificirani model materijalne točke .....	50
2.4.3.	Bicikl-model za stacionarno stanje gibanja .....	52
<b>3.</b>	<b>PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA I NEDOSTACI SMJERNICA ZA PROJEKTIRANJE ELEMENATA HORIZONTALNOG TOKA TRASE.....</b>	<b>58</b>
3.1.	Pregled i nedostaci smjernica za projektiranje elemenata horizontalnog toka trase .....	58
3.1.1.	Mjerodavne brzine kod projektiranja toka trase i pravila konzistencije .....	58
3.1.2.	Dopuštene vrijednosti poprečnog nagiba i koeficijenta poprečnog otpora trenja te njihova raspodjela u blažim krivinama .....	70
3.1.3.	Nedostaci postojećih smjernica za projektiranje elemenata horizontalnog toka trase.....	81
3.2.	Operativne brzine .....	89
3.2.1.	Modeli operativnih brzina u horizontalnim krivinama.....	90
3.2.2.	Modeli operativnih brzina na pravcima.....	93
3.3.	Pregled najvažnijih istraživanja iz područja sigurnosti u horizontalnim krivinama .....	95
<b>4.</b>	<b>METODOLOGIJA PRIKUPLJANJA PODATAKA .....</b>	<b>104</b>
4.1.	Upotrijebljena oprema.....	104
4.2.	Obilježja analizirane dionice.....	108
<b>5.</b>	<b>ANALIZA PODATAKA .....</b>	<b>111</b>
5.1.	Analiza brzina vožnje.....	111
5.2.	Usporedba operativnih i računskih brzina .....	115
5.3.	Analiza polumjera putanje vozila .....	117
5.4.	Analiza margina sigurnosti na temelju polumjera putanje vozila i operativnih brzina .....	122
<b>6.</b>	<b>MODELI OPERATIVNIH BRZINA.....</b>	<b>129</b>
6.1.	Višestruka linearna regresija.....	130
6.2.	Model operativnih brzina na pravcima .....	132
6.3.	Model operativnih brzina u horizontalnim krivinama .....	140
<b>7.</b>	<b>MODELI ZA ODREĐIVANJE REALNIJIH MARGINA SIGURNOSTI.....</b>	<b>146</b>



---

7.1.	Margine sigurnosti .....	147
7.2.	Analiza osjetljivosti.....	149
7.2.1.	Analiza utjecaja izbora modela vozila različite složenosti na razinu margine sigurnosti .....	149
7.2.2.	Analiza utjecaja uzdužnog nagiba i promjene brzine na razinu margine sigurnosti .....	154
7.3.	Usporedba margina sigurnosti temeljem podataka s terena i modeliranih podataka.....	157
<b>8.</b>	<b>PRIMJENA UNAPRIJEĐENOG KRITERIJA KONZISTENCIJE ZA ODREĐIVANJE DOPUŠTENIH POLUMJERA SUSJEDNIH KRIVINA.....</b>	<b>162</b>
8.1.	Polumjeri susjednih krivina bez međupravca .....	164
8.2.	Polumjeri susjednih krivina s međupravcem .....	170
8.3.	Diskusija i zaključci .....	176
<b>9.</b>	<b>ZAKLJUČCI I PRAVCI DALJNJIH ISTRAŽIVANJA.....</b>	<b>180</b>
9.1.	Zaključci.....	180
9.2.	Mogući pravci daljnjih istraživanja .....	185
<b>10.</b>	<b>LITERATURA .....</b>	<b>187</b>

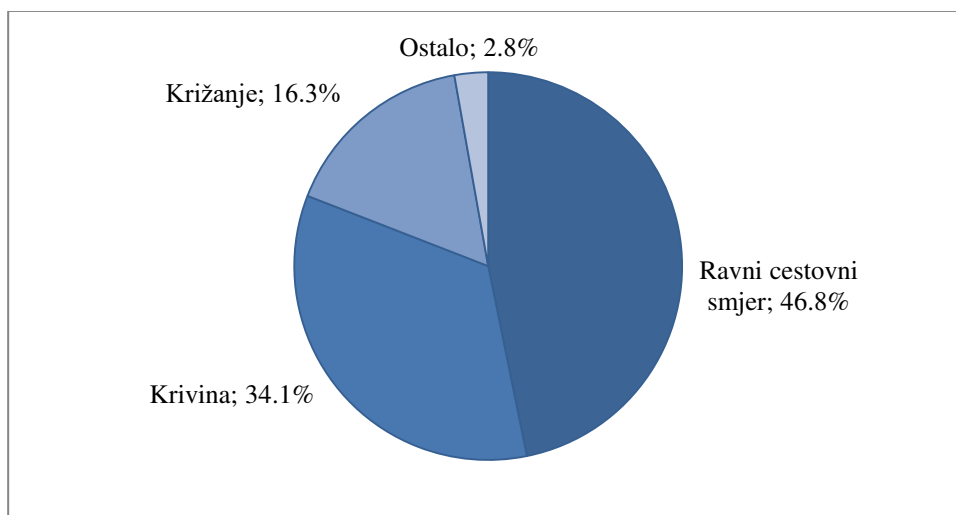
# 1 UVOD

---

## 1.1 Motivacija

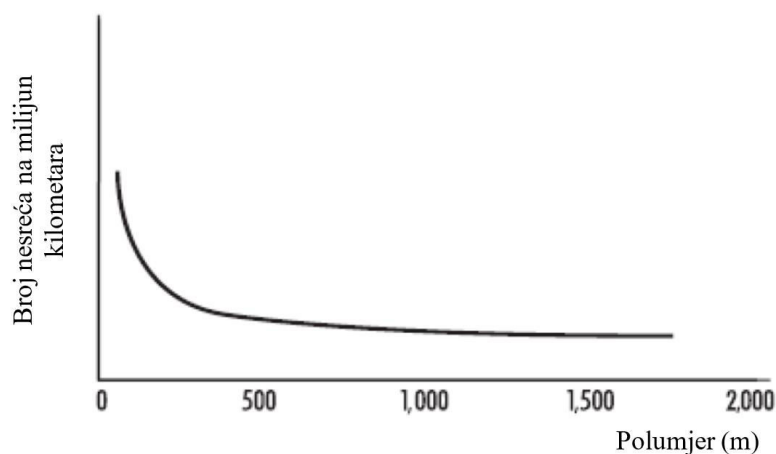
Funkcioniranje u današnjem svijetu teško je zamisliti bez motoriziranog cestovnog prometa. Međutim, uz sve dobrobiti koje donosi, ova vrsta prometa nažalost ima i negativne posljedice. Prema World Health Organization 2018 [1], prometne nesreće nalaze se na osmom mjestu najčešćih uzroka smrti, a preko 1.35 milijuna ljudi godišnje u svijetu pogine u prometnim nesrećama. Slično je i na cestama Republike Hrvatske na kojima se u razdoblju od 2009. do 2018. godine prosječno godišnje dogodilo 37 288 prometnih nesreća, a u 31.9% slučajeva stradavale su osobe [2]. U navedenom razdoblju, godišnje je na hrvatskim cestama prosječno stradavala 16 581 osoba, od čega 79.6% s lakšim tjelesnim ozljedama, 18.2% s teškim tjelesnim ozljedama, a 2.2% su bili smrtno stradali. Sudionici, vozila i obilježja ceste tri su najvažnija čimbenika za sigurnost prometa, a upravo “crne točke” prometnog sustava ukazuju na činjenicu da osim pogrešaka samih vozača, obilježja ceste često mogu biti uzrok nesreće. Jedna od lokacija povećanog rizika, na kojima se češće događaju prometne nesreće su horizontalne krivine. Na temelju statističkih podataka iz nekoliko zemalja diljem svijeta, Lamm i dr. [3] pokazali su da se više od 50% prometnih nesreća sa smrtno stradalima dogodi na vangradskim dvotračnim cestama, od čega se više od polovice odnosi na horizontalne krivine. Prometne nesreće su 2 do 5 puta češće u horizontalnim krivinama nego na pravcima vangradskih dvotračnih cesta [4], a čak 25 do 30% od

ukupnog broja prometnih nesreća sa smrtno stradalima dogodi se u horizontalnim krivinama [5]. I u Hrvatskoj je veliki broj nesreća vezan za horizontalne krivine. Prema podacima za 2018. godinu [2], od ukupnog broja poginulih u prometnim nesrećama, njih čak 34.1% stradalo je u horizontalnim krivinama (Slika 1.1).



**Slika 1.1** Poginule osobe u Hrvatskoj prema značajkama ceste u 2018. godini [2]

Detaljnija istraživanja pokazala su da postoji veza između broja prometnih nesreća i zakrivljenosti, odnosno povećanje polumjera krivine doprinosi smanjenju broja nesreća. Pri tome postoji nekoliko različitih stajališta o veličini polumjera pri kojem se broj nesreća naglo smanjuje, od 200 m [6] do vrijednosti od oko 400 do 500 m [7]. Na temelju detaljnog pregleda literature iz različitih dijelova svijeta, općeniti prikaz odnosa veličine polumjera krivine i učestalosti prometnih nesreća prikazan je na slici 1.2 [8].



**Slika 1.2** Broj prometnih nesreća u odnosu na polumjer krivine [8]

Analiza prometnih nesreća u horizontalnim krivinama pokazuje da se uglavnom radi o nesrećama s kobnim posljedicama. Naime, u horizontalnim krivinama najčešće su nesreće u

kojima sudjeluje samo jedno vozilo, a do kojih dolazi uslijed izlijetanja vozila s ceste te nesreće uslijed zanošenja vozila u drugi kolnički trak koje mogu rezultirati čeonim sudarom. Statistički podaci za Europu pokazuju da 10% od ukupnog broja prometnih nesreća čine one u kojima je sudjelovalo samo jedno vozilo, a taj broj iznosi čak 45% kada se razmatraju samo nesreće sa smrtno stradalima [9]. Prema podacima iz SAD-a za 2002. godinu, od ukupnog broja prometnih nesreća u krivinama sa smrtno stradalima, čak 87% se odnosi na nesreće izlijetanja vozila s ceste, od čega je u većini slučajeva sudjelovalo samo jedno vozilo (76%), a ostatak se odnosi na čeone sudare (11%) [10]. Analizirajući navedene podatke, može se pretpostaviti da je mogući uzrok prometnih nesreća u horizontalnim krivinama gubitak kontrole ili stabilnosti vozila kao rezultat prekoračenja raspoloživih vrijednosti poprečnog otpora trenja uslijed brzine neprimjerene uvjetima na cesti. Stoga je potrebno ispitati učinkovitost i pouzdanost postojećih procedura za projektiranje horizontalnih krivina.

Statistički podaci pokazuju da se prometne nesreće na hrvatskim cestama s poginulima i teško stradalima u više od 50% slučajeva događaju zbog neprimjerene brzine, i to uglavnom na prometnicama izvan naselja [2]. Budući da je neprilagođena brzina jedan od najčešćih uzroka prometnih nesreća, napravljen je pregled postojećih pravilnika i smjernica za projektiranje elemenata horizontalnog toka trase u smislu mjerodavnih brzina kao i mjera za osiguranje konzistencije. Naime, često neprilagođena brzina može biti uzrokovana nekonzistentnim tokom trase, odnosno neskladom elemenata trase s očekivanjima vozača. Elementi trase konzistentnog toka trebaju imati skladan odnos i redosljed kako bi se omogućila harmonična vožnja bez neočekivanih situacija koje bi zahtijevale veće promjene brzine. Nekonzistencija je najizraženija u ostrim krivinama koje slijede nakon dužeg pravca ili niza blažih krivina jer vozači u takvim situacijama ne uspore dovoljno što može rezultirati prekoračenjem raspoloživih vrijednosti poprečnog otpora trenja. Nadalje, osim konzistencije elemenata trase, za blaže krivine potrebno je uskladiti geometrijska obilježja krivine s očekivanjima vozača, odnosno potrebno je odrediti najpovoljniji odnos raspodjele poprečnog nagiba i trenja u skladu sa stvarnim brzinama vožnje.

Izravni pokazatelj nekonzistencije u horizontalnim krivinama je gubitak stabilnosti vozila koji je najjednostavnije prikazati konceptom margine sigurnosti. Ovisno o tome da li se radi o analizi za osobna ili teretna vozila, s obzirom na vrstu prometnih nesreća koje ih karakteriziraju, moguće je razlikovati dvije vrste margina sigurnosti: do proklizavanja ili do prevrtanja [11]. Uslijed brzine neprilagođene uvjetima krivine, kod osobnih vozila prije će doći do proklizavanja, dok je prevrtanje vozila uslijed kružnog gibanja karakteristično za teretna vozila s visokim težištem [11]. Budući da je istraživanje ove doktorske disertacije ograničeno na osobna vozila,

analizirat će se samo margine sigurnosti do proklizavanja. Prekoračenje raspoloživih vrijednosti trenja u krivini može dovesti do proklizavanja vozila zbog čega se stabilnost vozila provjerava određivanjem margine sigurnosti do proklizavanja, odnosno računanjem razlike između raspoloživog i potrebnog koeficijenta poprečnog otpora trenja. Potrebni otpor trenja može se odrediti iz osnovnog uvjeta poprečne stabilnosti vozila u krivini, na temelju brzine i geometrijskih karakteristika horizontalne krivine (polumjer i poprečni nagib kolnika). Raspoloživi poprečni otpor trenja određuje se na temelju mjerenja.

Pregledom postojećih metodologija za projektiranje cesta, kod nekih su uočeni određeni nedostaci u smislu izbora mjerodavne brzine, koja predstavlja jedan od osnovnih čimbenika prilikom definiranja trase. Većina metodologija za projektiranje toka trase zasniva se na konceptu projektne brzine koja se određuje na temelju kategorije ceste i konfiguracije terena. Primjenom klasičnog koncepta projektne brzine, sigurna vožnja omogućena je samo u najstrožim elementima trase, odnosno u krivinama najmanjeg polumjera, dok dijelovi trase s blažim krivinama omogućavaju vožnju većim brzinama. Brojna istraživanja [12 – 18] pokazala su da klasični koncept projektne brzine vrlo često rezultira nekonzistentnim tokom trase, i to najčešće uočavanjem razlika između projektne i stvarnih brzina bržih vozača. Naime, većina europskih zemalja u postupak projektiranja uključile su tzv. operativnu brzinu za koju se najčešće uzima 85 postotna vrijednost raspodjele brzina na određenom elementu ceste, a određuje se iz empirijskog izraza temeljem istraživanja. No, ukoliko odgovarajuća istraživanja u određenoj zemlji nisu vršena, operativna brzina zamjenjuje se tzv. računskom brzinom koja, s obzirom na način određivanja, predstavlja teoretsku vrijednost uslijed čega je upitna usklađenost računskih s operativnim brzinama. Među smjernicama i pravilnicima koji umjesto operativne koriste računsku brzinu je i hrvatski Pravilnik za projektiranje vangradskih cesta [19]. Dodatni nedostatak hrvatskog Pravilnika vezan je za projektiranje cesta nižeg ranga, odnosno cesta 3., 4. i 5. kategorije, kod kojih se za računsku brzinu uzima projektna brzina čime se automatski podcjenjuju operativne brzine.

Kod postojećih procedura za projektiranje cesta uočen je i problem vezan za definiranje elemenata horizontalnih krivina. Postojeće procedure za projektiranje elemenata horizontalnih krivina zasnivaju se na pojednostavljenom modelu kod kojega se vozilo aproksimira materijalnom točkom. Osnovno načelo projektiranja proizlazi iz uvjeta poprečne stabilnosti vozila u krivini, prema kojem komponenta težine uslijed poprečnog nagiba kolnika i sila trenja između pneumatika i kolnika omogućuju realizaciju centripetalnog ubrzanja, odnosno omogućuju kružno gibanje. Ovim jednostavnim matematičkim modelom opisuje se kružno gibanje materijalne točke

konstantnom brzinom, zanemarujući utjecaj uzdužnog nagiba, ubrzanja ili usporenja te izvedbe vozila. Prilikom kružnog gibanja, a uslijed promjene brzine i uzdužnog nagiba, vertikalne sile i sile trenja nisu jednoliko raspodijeljene na svim kotačima vozila što se modelom materijalne točke ne može prikazati. Uslijed toga može doći do prekoračenja raspoloživih vrijednosti trenja i prije nego što bi se moglo predvidjeti koristeći model materijalne točke.

Uz zanemarivanje navedenih utjecaja, uočen je i nedostatak u smislu pretpostavke da polumjer putanje vozila u krivini odgovara polumjeru krivine u osi ceste. U slučaju da navedena pretpostavka nije točna, što je već dokazano istraživanjima [20 - 27], i poprečno trenje koje se procjenjuje na temelju polumjera krivine može znatno odstupati od vrijednosti koja se zapravo ostvaruje. Određivanjem trenja uzimajući u obzir kritične polumjere putanje vozila umjesto polumjera krivine u osi ceste te razmatrajući nejednoliku raspodjelu opterećenja na pojedinim osovinama, dobile bi se znatno realnije vrijednosti što bi u konačnici rezultiralo realnijom procjenom opasnosti od proklizavanja.

## 1.2 Ciljevi

Osnovni cilj ove disertacije je unapređenje koncepta margine sigurnosti u svrhu projektiranja konzistentnijih horizontalnih krivina. Unapređenje se odnosi na primjenu složenijih modela vozila uzimajući u obzir do sada zanemarivani utjecaj nejednolike raspodjele sila na prednjim i stražnjim kotačima (uslijed uzdužnog nagiba, ubrzanja ili usporenja te izvedbe vozila), razmatrajući operativne brzine i kritične polumjere putanje vozila. Zbog brojnih nedostataka jednostavnog modela materijalne točke, u posljednje vrijeme zabilježeno je nekoliko istraživanja sigurnosti na cesti u kojima su korišteni složeniji modeli vozila [11, 28 - 31]. Iako su u navedenim istraživanjima upotrijebljeni složeniji modeli vozila te su računate sile na dodiru pneumatika i kolnika na pojedinim osovinama, uzimajući u obzir različite kombinacije uzdužnih nagiba i usporavanja, zanemarivan je utjecaj stvarnih brzina i polumjera putanje vozila u krivini te su uglavnom razmatrane samo krivine najmanjeg polumjera. Stoga je u ovom radu na znanstveno utemeljen način, primjenom odgovarajućih složenijih modela vozila, analiziran utjecaj uzdužnog nagiba, promjene brzine i izvedbe vozila te utjecaj operativnih brzina i kritičnih polumjera putanje vozila na razinu margine sigurnosti do proklizavanja. Također su uspoređene vrijednosti trenja prema različitim modelima, analizirani su rizici koji se pretpostavkama modela materijalne točke rade te su predložene projektantske mjere za poboljšanje razine sigurnosti u horizontalnim krivinama. Projektantske mjere odnose se na prijedlog primjenjivih polumjera susjednih krivina

kojima se osigurava, ne samo konzistencija operativnih brzina susjednih elemenata trase, nego i konzistencija dinamike vožnje u krivini.

### 1.3 Metodologija

Kako bi se ostvarili ciljevi rada, izvršeno je eksperimentalno istraživanje na 24 km dugoj dionici državne ceste DC1 u kojem su primjenom GPS uređaja zabilježene vožnje reprezentativnog uzorka vozača. Budući da u Hrvatskoj do sada nisu vršena istraživanja stvarnih brzina te se kod projektiranja koristi računski brzina, prvi korak bila je analiza stvarnih brzina vožnje te izrada modela operativnih brzina. Primjenom višestruke regresijske analize istražen je utjecaj geometrijskih karakteristika trase na brzinu u krivini kao i na brzinu na pravcu te su razvijeni odgovarajući modeli brzina. Razvijeni modeli brzina za krivine i pravce omogućuju provjeru konzistencije brzina susjednih elemenata kao i određivanje realnijih vrijednosti poprečnog otpora trenja odnosno realnijih margina sigurnosti do proklizavanja.

Budući da vrijednost poprečnog otpora trenja, između ostaloga ovisi i o polumjeru krivine, na temelju podataka zabilježenih testnim vožnjama analizirani su i polumjeri putanje vozila u krivinama. Stvarni polumjeri putanje vozila uspoređeni su s polumjerima krivina u osi ceste te je primjenom višestruke regresijske analize istraženo da li geometrijska obilježja ceste utječu na vozačev izbor polumjera putanje vozila.

S obzirom na pretpostavke kojima se zanemaruje nejednolika raspodjela opterećenja na pojedinim kotačima vozila, modelom materijalne točke znatno se mogu podcijeniti stvarne vrijednosti trenja, a time i margine sigurnosti do gubitka stabilnosti vozila. Iz tog razloga su u ovome radu upotrijebljeni modeli vozila složeniji od modela materijalne točke kojima se preciznije može procijeniti stvarno poprečno trenje. S obzirom da složeniji modeli vozila podrazumijevaju i kompleksnije postupke proračuna kao i veći broj ulaznih parametara, veoma je bitno odabrati model koji daje dovoljno precizne rezultate, a nije odviše kompliciran za primjenu. Stoga su u ovome radu odabrani modificirani model materijalne točke i bicikl-model za stacionarno stanje gibanja. Modificiranim modelom materijalne točke ne prepoznaje se razlika u silama na pojedinim osovinama, ali se uzima u obzir utjecaj uzdužnog nagiba i ubrzanja ili usporenja. Bicikl-modelom se pak može prikazati i razlika u silama na pojedinim osovinama uslijed utjecaja uzdužnog nagiba, ubrzanja ili usporenja te izvedbe vozila.

## 1.4 Pregled rada

Rad je podijeljen u 10 poglavlja.

U *prvom poglavlju* iznesena je motivacija za izradu ovoga rada, definirani su ciljevi i metodologija znanstvenog istraživanja te je na kraju iznesen kratak pregled disertacije po poglavljima.

*Drugo poglavlje* predstavlja pregled područja istraživanja. Kako bi se što bolje razumjela sveukupna problematika rada, prikazane su osnove kružnog gibanja vozila, objašnjeni su temeljni principi trenja na dodiru pneumatika i površine kolnika te je opisan utjecaj karakteristika upravljivosti na ponašanje vozila u krivini. Na kraju je prikazan pregled postojećih složenijih modela vozila koji su primijenjeni u ovome radu u svrhu određivanja realnijih koeficijenata poprečnog otpora trenja odnosno realnijih margina sigurnosti.

U *trećem poglavlju* prikazan je pregled pravilnika i smjernica za projektiranje horizontalnog toka trase vangradskih cesta (SAD-a, Njemačke i Hrvatske). U sklopu pregleda definirani su čimbenici koji se uzimaju u obzir pri projektiranju horizontalnih krivina, a to su: mjerodavne brzine, mjere za osiguranje konzistencije te poprečni nagib kolnika i koeficijent poprečnog otpora trenja. U ovom dijelu rada izneseni su i uočeni nedostaci postojećih smjernica, a to je upravo i osnovna motivacija za odabir teme doktorske disertacije. Nadalje, prikazan je kratki pregled najvažnijih istraživanja vezanih za tematiku rada, a odnose se na modele operativnih brzina u horizontalnim krivinama i na pravcima te na različite mjere za poboljšanje postojećih procedura projektiranja elemenata horizontalnog toka trase.

U okviru *četvrtog poglavlja* opisana je metodologija eksperimentalnog istraživanja provedenog na dionici dvotračne vangradske ceste, uz primjenu GPS uređaja, u kojem je sudjelovao reprezentativan uzorak vozača. Prikazana su osnovna obilježja primijenjenog mjernog uređaja kao i karakteristike analizirane dionice.

U sklopu *petog poglavlja* izvršene su različite analize podataka prikupljenih eksperimentalnim istraživanjem. Analizirane su snimljene brzine vožnje, te su istaknute prednosti kontinuiranog snimanja brzina GPS uređajem u odnosu na prijašnja istraživanja zasnovana na metodologiji točkastog snimanja. Zatim je izvršena usporedba operativnih i računskih brzina, analizirani su kritični polumjeri putanje vozila te je istražen mogući utjecaj geometrijskih obilježja trase na vozačev izbor polumjera putanje vozila. Na kraju je provedena preliminarna analiza margina sigurnosti na temelju kritičnih polumjera putanje vozila i operativnih brzina, uz primjenu osnovnog modela materijalne točke.



U *šestom poglavlju* izrađeni su statistički modeli za predviđanje operativnih brzina na temelju geometrijskih obilježja trase. Temeljem kontinuirano snimljenih podataka s terena, primjenom višestruke stupanjske regresijske analize, definiran je model operativnih brzina na pravcima kao i model za horizontalne krivine dvotračnih vangradskih cesta. Također je provedena i validacija dobivenih modela na podacima koji nisu korišteni za izradu modela te je dokazana njihova pouzdanost.

U *sedmom poglavlju* definirani su izrazi za izračun margina sigurnosti prema unaprijeđenom kriteriju konzistencije u horizontalnim krivinama uz primjenu bicikl-modela vozila za stacionarno stanje te modeliranih operativnih brzina i proračunatih kritičnih polumjera putanje vozila. Nadalje, izvršena je usporedba margina sigurnosti prema modelima vozila različite složenosti (osnovni i modificirani model materijalne točke te bicikl-model za stacionarno stanje gibanja) te su analizirane margine sigurnosti za različite kombinacije polumjera krivina, uzdužnih nagiba i manevara promjene brzine. Na kraju je izvršena i usporedba margina sigurnosti temeljem ulaznih podataka s terena i modeliranih podataka.

U *osmom poglavlju*, na temelju istraživanja, predložene su projektantske mjere za povećanje sigurnosti u horizontalnim krivinama. Na temelju kriterija konzistencije operativne brzine susjednih elemenata trase i kriterija konzistencije dinamike vožnje u krivini, izrađeni su dijagrami primjenjivih polumjera susjednih krivina, bez i s međupravcem. Pri tome je primijenjen unaprijeđeni kriterij konzistencije dinamike vožnje zasnovan na bicikl-modelu vozila i realnim parametrima ponašanja vozača (operativnim brzinama i kritičnim polumjerima putanje vozila).

*Deveto poglavlje* sadrži najvažnije zaključke ovog rada kao i moguće pravce budućih istraživanja.

U *desetom poglavlju* prikazan je popis korištene literature.

## 2 OSNOVE KRUŽNOG GIBANJA VOZILA I TRENJE

### 2.1 Općenito

Kako bi se opisalo gibanje vozila u krivini, potrebno je objasniti osnove kružnog gibanja tijela. Prema prvom Newton-ovom zakonu, svako tijelo ostaje u stanju mirovanja ili se giba po pravcu sve dok neka vanjska sila ne uzrokuje promjenu tog stanja, a sila koja omogućuje kružno kretanje tijela naziva se centripetalna sila (lat. *centrum* = središte, *petere* = težiti prema središtu). Općenito, centripetalna sila jednaka je svakoj sili koja mijenja smjer brzine i uzrokuje kretanje tijela po kružnoj putanji (gravitacijska sila kojom Zemlja privlači Mjesec, električna privlačna sila pri kretanju elektrona oko jezgre itd.). Kod svakog kružnog kretanja postoji ubrzanje pa čak i kada je brzina konstantna jer se prilikom gibanja po kružnoj putanji mijenja smjer brzine. To ubrzanje usmjereno je prema centru kružnice i zove se centripetalno ubrzanje.

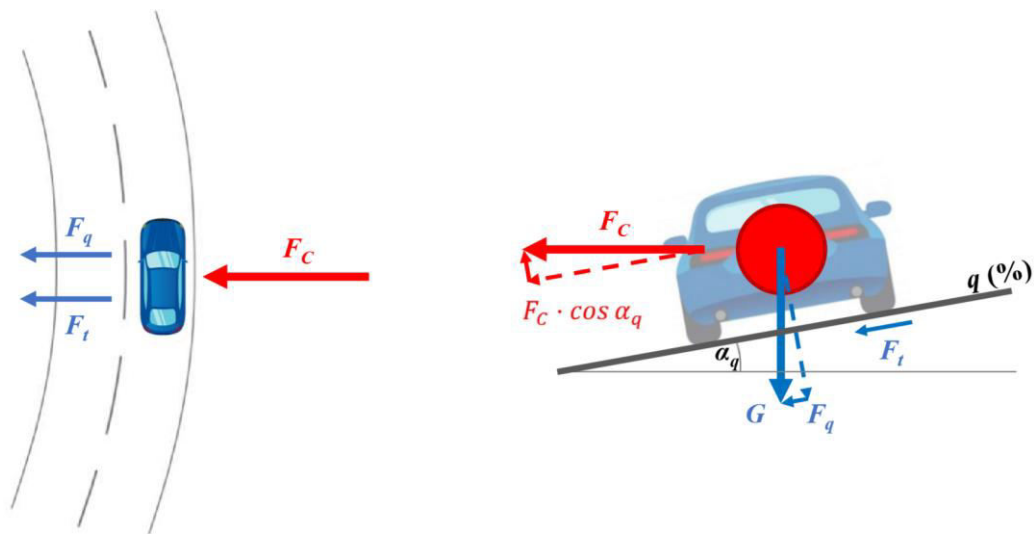
U nastavku su prikazani izrazi za centripetalno ubrzanje  $a_c$  ( $\text{m/s}^2$ ) te centripetalnu silu  $F_C$  (N):

$$a_c = \frac{v^2}{R} \quad (2.1)$$

$$F_C = m \cdot \frac{v^2}{R} \quad (2.2)$$

gdje je  $v$  (m/s) brzina tijela,  $R$  (m) polumjer kružne krivine, a  $m$  (kg) masa tijela.

Kružno gibanje tijela omogućava centripetalna sila koja je usmjerena prema centru krivine. U slučaju vozila u krivini, centripetalna sila podržana je silom trenja na dodiru pneumatika i podloge  $F_t$  te komponentom težine uslijed poprečnog nagiba kolnika  $F_q$  (Slika 2.1). Centripetalna sila (2.2) proporcionalna je kvadratu brzine, što znači da je za kružno gibanje vozila dvostruko većom brzinom potrebna četiri puta veća centripetalna sila. Ukoliko je trenje jedina komponenta koja osigurava centripetalnu silu, tada se može dogoditi da se određenim povećanjem brzine prekorači raspoloživo trenje potrebno da bi vozilo ostalo u krivini te može doći do proklizavanja. Iz tog razloga se dio centripetalne sile osigurava komponentom težine vozila izvođenjem poprečnog nagiba kolnika u krivini. Ako se promatra jednoliko kretanje vozila u krivini gdje cesta ima odgovarajući poprečni nagib takav da je centripetalno ubrzanje uravnoteženo samo komponentom težine vozila, teoretski nije potrebna nikakva upravljačka sila da bi se vozilo kružno gibalo. Međutim, ukoliko se vozilo kreće brže ili sporije od te "ravnotežne" brzine, na kontaktu pneumatika i površine kolnika aktivira se trenje kako bi vozilo zadržalo putanju željenog polumjera. Isto tako, vožnja u krivini različitim brzinama i bez poprečnog nagiba također je moguća, ali uz korištenje odgovarajućeg trenja.



**Slika 2.1** Poprečna stabilnost vozila u krivini

Prema osnovnom uvjetu poprečne stabilnosti vozila u krivini, komponenta centripetalne sile paralelna s površinom kolnika sastoji se od sile poprečnog trenja na dodiru pneumatika i površine kolnika  $F_t$  te komponente težine uslijed poprečnog nagiba kolnika  $F_q$ :

$$F_C \cdot \cos \alpha_q = F_t + F_q \quad (2.3)$$

Pri tome se pojedine komponente izraza (2.3) mogu napisati u sljedećim oblicima:

$$F_C \cdot \cos \alpha_q = \frac{G \cdot v^2}{g \cdot R} \cdot \cos \alpha_q \quad (2.4)$$

$$F_t = f_y \cdot \left( G \cdot \cos \alpha_q - \frac{G \cdot v^2}{g \cdot R} \cdot \sin \alpha_q \right) \quad (2.5)$$

$$F_q = G \cdot \sin \alpha_q \quad (2.6)$$

gdje je  $g$  gravitacijsko ubrzanje ( $9.81 \text{ m/s}^2$ ). Uvrštavanjem izraza (2.4), (2.5) i (2.6) u (2.3), dobije se ovisnost bočnog ubrzanja o koeficijentu poprečnog otpora trenja  $f_y$  i poprečnog nagiba  $q$  (%) (2.7). Pri tome se ( $f_y \cdot 0.01 \cdot q$ ) zanemaruje zbog male vrijednosti te se koristi pretpostavka o malim kutovima ( $\tan \alpha_q = \frac{q}{100}$ ).

$$\frac{v^2}{R} = (f_y + 0.01 \cdot q) \cdot g \quad (2.7)$$

Kako bi se bolje razumjelo ponašanje vozila u krivini, detaljnije će se objasniti trenje na kontaktu pneumatika i površine kolnika. Općenito, trenje koje djeluje na kontaktu pneumatika i površine kolnika ima svoju uzdužnu i poprečnu komponentu. Uzdužno (tangencijalno) trenje nužan je preduvjet za pokretanje i zaustavljanje vozila i djeluje u pravcu vožnje. Osim pokretanja i zaustavljanja, prionjivost pneumatika za kolnik dolazi do izražaja i kod poprečne stabilnosti vozila u krivini koju omogućuje poprečna (radijalna) komponenta trenja.

U nastavku je definirano trenje općenito te su opisane komponente trenja na kontaktu pneumatika i površine kolnika za slučaj uzdužnog kretanja vozila, kružnog kretanja te usporavanja ili ubrzavanja kod kružnog kretanja.

## 2.2 Trenje

Trenje je sila koja se suprotstavlja relativnom pomicanju dvaju tijela koja su u kontaktu, a može se podijeliti prema stanju te prema prirodi gibanja. Ovisno o stanju gibanja razlikuju se statičko i kinetičko trenje, a prema prirodi gibanja postoji trenje klizanja i trenje kotrljanja. Sila trenja između dva tijela koja se međusobno ne gibaju naziva se sila statičkog trenja ili sila trenja mirovanja. Na primjer, dok tijelo miruje na nekoj podlozi i ne postoji nikakva vanjska sila koja to stanje nastoji promijeniti, ne postoji ni sila trenja na dodiru tijela i podloge. Kada neka vanjska sila nastoji pomaknuti tijelo, na dodiru tijela i podloge javlja se sila trenja, jednake vrijednosti kao i vanjska sila, ali suprotnog smjera. Sve dokle se tijelo nalazi u stanju mirovanja, radi se o statičkom otporu trenja. Međutim, sila statičkog otpora trenja ne može rasti u nedogled te kada se prekorači njena najveća vrijednost (vršna), narušava se ravnoteža i tijelo počinje klizati u smjeru

djelovanja vanjske sile, ali sada s manjim otporom. Sila trenja klizanja suprotstavlja se klizanju jednog tijela po površini drugog tijela, a budući da prilikom klizanja translacijske brzine dvaju tijela nisu iste, odnosno postoji neka relativna brzina, to znači da se radi o kinetičkom trenju. Trenje klizanja odnosno kinetičko trenje djeluje u smjeru suprotnom od smjera gibanja, kao i statičko trenje, ali je po iznosu manje. Granica između statičkog i kinetičkog otpora trenja naziva se točkom proklizavanja, a predstavlja najveću raspoloživu vrijednost otpora trenja.

U situacijama kada između dvaju tijela postoji kontakt u jednoj točki ili liniji (u presjeku), javlja se trenje kotrljanja koje predstavlja poseban slučaj statičkog i kinetičkog trenja. Relativno gibanje odnosi se na rotacijsko gibanje sa središtem u točki odnosno liniji dodira dok su za to vrijeme translacijske komponente brzine u točki dodira jednog i drugog tijela jednake. Na primjer, prilikom kotrljanja krutog kotača po podlozi, ne postoji relativno gibanje dijela kotača koji je u dodiru u odnosu na podlogu što znači da je upravo statičko trenje zaslužno za ostvarenje kotrljanja. Ukoliko sila odnosno moment koji pokreće kotač ne premašuje najveće vrijednosti statičkog trenja na dodiru, kotač će se kotrljati. Međutim, kada je pokretačka sila veća od raspoloživog statičkog trenja, dolazi do klizanja kotača.

Ovo jednostavno objašnjenje ponašanja kotača na podlozi, odnosno čisto kotrljanje ili čisto klizanje kotača, postojalo bi samo u slučaju da su i kotač i kolnik kruti. Međutim, u realnom kontaktu, prilikom okretanja kotača uvijek se događa i određeno proklizavanje pneumatika po podlozi zbog njegove elastičnosti što opisivanje trenja na dodiru pneumatika i površine kolnika čini znatno složenijim. Prilikom kotrljanja, dijelovi gazeće površine pneumatika prvo ulaze u kontakt s podlogom, a zatim izlaze iz njega. Za vrijeme dok se nalaze u kontaktnoj zoni, dolazi do njihove deformacije u uzdužnom i poprečnom smjeru što rezultira prijenosom uzdužnih i bočnih sila između pneumatika i podloge. Ukupna sila na dodiru pneumatika i podloge (u nekom smjeru) jednaka je sumi sila svih dijelova gazeće površine koji se trenutno nalaze u kontaktu s podlogom.

Prema Coulomb-ovom modelu, sila trenja između dva tijela jednaka je umnošku koeficijenta otpora trenja  $f$  i normalne sile na dodirnoj površini  $N$ :

$$T = f \cdot N \quad (2.8)$$

Analogno s Coulomb-ovim modelom, moguće je pojednostavljeno razmatrati i mehanizam trenja na dodiru pneumatika i podloge. Pri tome je bitno razlikovati koeficijent otpora trenja između pneumatika i kolnika od koeficijenta otpora kotrljanja. Da bi se vozilo kretalo, pogon vozila mora savladati otpore koji se suprotstavljaju gibanju vozila, dok su istovremeno performanse vozila ograničene karakteristikama trenja, odnosno prijanjanja pneumatika i podloge.

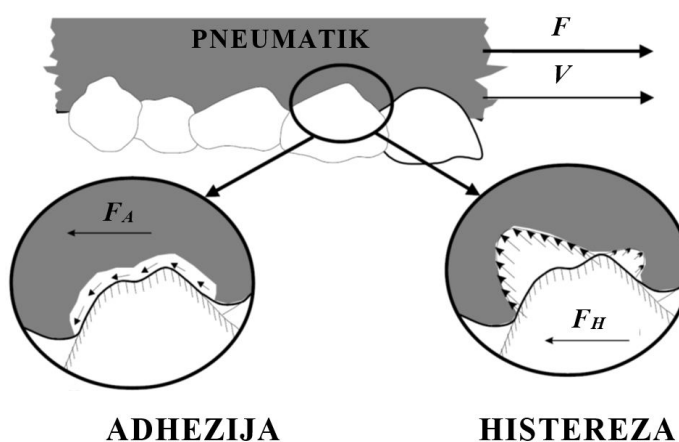
Otpor kotrljanja jedan je od otpora koji se suprotstavljaju gibanju vozila, a najvećim dijelom nastaje kao posljedica deformacije na mjestu dodira pneumatika i podloge, dok trenje između pneumatika i površine kolnika predstavlja preduvjet za realizaciju sila u dodirnoj zoni koje omogućavaju kretanje vozila (vučna sila, sila kočenja i bočna sila). Vrijednost koeficijenta otpora kotrljanja znatno je manja od vrijednosti koeficijenta otpora trenja na dodiru pneumatika i podloge te se relativno mali dio pogonske snage koja pokreće vozilo troši na savladavanje otpora kotrljanja. Naime, koeficijent otpora kotrljanja za betonske i asfaltne kolnike iznosi 0.013 [32]. Stoga se otpor kotrljanja često zanemaruje prilikom analize performansi vozila. Trenje na dodiru pneumatika i podloge rezultat je njihovog međudjelovanja, a njegovim karakteristikama značajno je ograničena i sama sposobnost upravljanja vozilom, što mu daje veoma bitnu ulogu kod sigurnosti prometa na cestama. Općenito, što je veće raspoloživo trenje, to vozač ima veću kontrolu nad vozilom. Zbog iznimne važnosti trenja na dodiru pneumatika i podloge, razvijen je veliki broj modela kojima se ovaj fenomen može opisati, od kojih su najpoznatiji jednostavni fizikalni modeli (npr. vlaknasti model i LuGre model) te empirijski modeli koji su izvedeni na temelju eksperimentalnih mjerenja (npr. Pacejka model poznatiji kao “*magic*” formula model) [28]. Budući da detaljno modeliranje trenja na dodiru pneumatika i podloge spada u područje strojarstva te se upotrebljava kod simulacije složenih modela vozila koji se koriste pri projektiranju vozila, modeli trenja između pneumatika i podloge neće se opisivati u ovome doktorskom radu.

U nastavku slijedi detaljnije objašnjenje mehanizma trenja na dodiru pneumatika i površine kolnika s njegovim osnovnim komponentama te definiranje utjecajnih čimbenika trenja. Trenje na dodiru pneumatika i podloge, kako u uzdužnom tako i u poprečnom smjeru, ima iznimnu ulogu pri održavanju vozila na cesti jer pruža vozačima mogućnost upravljanja. U nastavku su objašnjeni mehanizmi realizacije uzdužnih kao i poprečnih sila trenja.

### 2.2.1 Mehanizam trenja

Upravljanje vozilom velikim dijelom ograničeno je karakteristikama prijanjanja pneumatika i podloge. S obzirom da je pneumatik, odnosno dio kotača koji je u dodiru s podlogom elastičan, razmatra se mehanizam trenja pneumatika na krutoj podlozi. Trenje na kontaktu pneumatika i kolnika složena je pojava na koju utječe više čimbenika, od svojstava same površine kolnika i pneumatika do materijala koji se mogu naći u dodirnoj zoni. To trenje zasniva se na djelovanju nekoliko različitih mehanizama od kojih su najvažniji adhezija i histereza (Slika 2.2).

Između pneumatika i kamenog zrnja kolnika nastaju molekularne sile određene veličine, koje se mogu izraziti kao sile u smjeru kretanja i sile okomite na taj smjer, a upravo njihova horizontalna komponenta predstavlja adhezijsko trenje. S obzirom da se radi o silama međusobnog privlačenja molekula različitih materijala, veličina adhezijske komponente trenja ovisi o značajkama površine zrna agregata, deformacijskim svojstvima pneumatika, brzini proklizavanja pri kotrljanju pneumatika preko zrna te veličini tlaka između pneumatika i kamene sitneži površine kolnika. Također, na adhezijsko trenje znatno utječu i materijali koji se mogu naći između podloge i pneumatika. Uslijed prisustva vode ili nekog onečišćenja (npr. prašina) na dodirnoj površini, adhezijska komponenta trenja se smanjuje ili se uopće ne ostvaruje.



**Slika 2.2** Osnovne komponente sile trenja na dodiru pneumatika i površine kolnika [33]

Za razliku od adhezijske, histerezna komponenta sile trenja ne ovisi toliko o materijalima koji se mogu naći u dodirnoj zoni jer se ova komponenta zasniva na gubitku energije zbog deformiranja pneumatika pri prijelazu preko neravnina. Naime, pri prijelazu preko neravnine, pneumatik se sabija te njegov tlak uzrokuje pohranjivanje energije deformacije unutar pneumatika. Kako se pneumatik relaksira, dio energije se oporavlja, a dio se gubi u obliku topline. Taj gubitak energije rezultira silom trenja koja se suprotstavlja uzdužnom gibanju [33]. U stvarnosti, sila trenja realizira se zahvaljujući objema komponentama, međutim, s obzirom na njihova obilježja, adhezijska komponenta ima značajniju ulogu kod suhog kolnika i kolnika glatke teksture, dok je histerezna komponenta trenja dominantnija kod mokrog kolnika i kolnika grube teksture.

## 2.2.2 Utjecaj različitih čimbenika na sposobnost trenja između pneumatika i površine kolnika

Trenje na dodiru pneumatika i površine kolnika ovisi o raznim čimbenicima koji se mogu grupirati u četiri osnovne kategorije: karakteristike površine kolnika, parametri vozila,

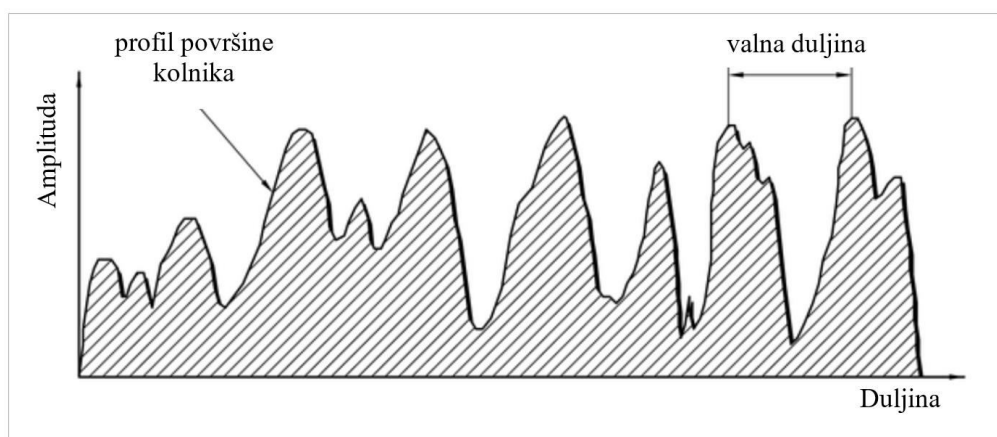
karakteristike pneumatika i uvjeti okoline [33]. Određeni čimbenici posloženi po kategorijama prikazani su u tablici 2.1 pri čemu su masnim slovima označeni oni najznačajniji koji su detaljnije objašnjeni u nastavku.

**Tablica 2.1** Utjecajni čimbenici trenja [33]

KARAKTERISTIKE POVRŠINE KOLNIKA	PARAMETRI VOZILA	KARAKTERISTIKE PNEUMATIKA	UVJETI OKOLINE
<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Mikrotekstura</b></li> <li>• <b>Makrotekstura</b></li> <li>• Megatekstura</li> <li>• <b>Svojstva materijala</b></li> <li>• Temperatura</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Brzina klizanja</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Brzina vozila</li> <li>- Kočenje</li> </ul> </li> <li>• Manevar vožnje           <ul style="list-style-type: none"> <li>- Kružno gibanje</li> <li>- Pretjecanje</li> </ul> </li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Stanje i dizajn gazeće površine</b></li> <li>• Sastav i čvrstoća pneumatika</li> <li>• <b>Inflacijski tlak</b></li> <li>• Opterećenje</li> <li>• Temperatura</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Klima           <ul style="list-style-type: none"> <li>- Vjetar</li> <li>- <b>Temperatura</b></li> <li>- <b>Voda (kiša, kondenzacija)</b></li> <li>- <b>Snijeg i led</b></li> </ul> </li> <li>• <b>Onečišćenja</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Protuklizni materijali (sol, pijesak)</li> <li>- Prašina, blato</li> </ul> </li> </ul>

### Utjecaj karakteristika površine kolnika

Općenito, tekstura površine kolnika predstavlja odstupanja površine kolnika od ravne plohe, a ta odstupanja definiraju se pomoću valne duljine  $\lambda$  i amplitude  $A$  [34]. Pri tome valna duljina označava horizontalnu udaljenost vrhova krupnih zrna površine kolnika, dok amplituda predstavlja visinu krupnih zrna koja se izdižu iz površine (Slika 2.3).



**Slika 2.3** Tekstura površine kolnika [34]

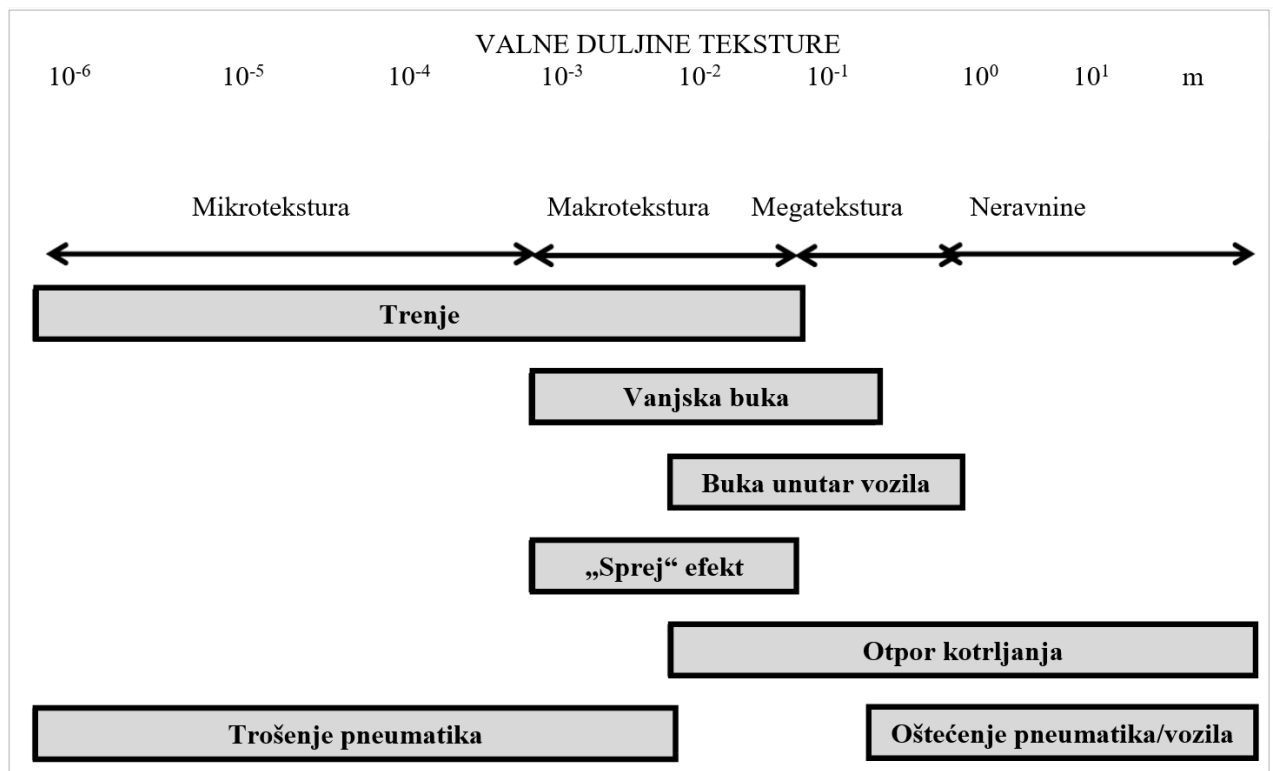
Prema PIARC (*Permanent International Association of Road Congresses*) definiciji iz 1987. godine [33], s obzirom na navedena geometrijska obilježja, mogu se definirati tri razine teksture površine kolnika: mikrotekstura, makrotekstura i megatekstura (Tablica 2.2).



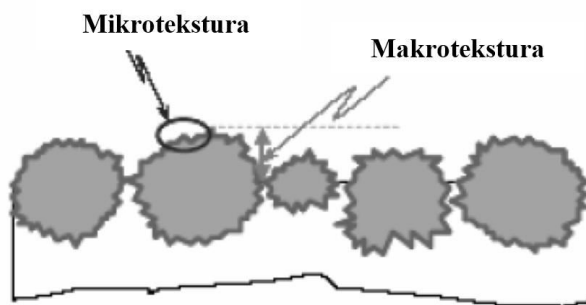
Obilježja površine kolnika utječu na različite karakteristike međudjelovanja pneumatika i površine kolnika čiji odnos je, s obzirom na valne duljine teksture, prikazan na slici 2.4. Razine teksture površine kolnika koje najviše utječu na trenje su mikrotekstura i makrotekstura. Mikrotekstura predstavlja teksturu površine kolnika na mikroskopskoj razini, odnosno hrapavost pojedinog kamenog zrna na površini kolnika, dok makrotekstura predstavlja stupanj hrapavosti uslijed razlike u veličini pojedinih zrna agregata (Slika 2.5).

**Tablica 2.2** Razine teksture površine kolnika prema vrijednostima valnih duljina i amplituda [33]

Razina	Valna duljina ( $\lambda$ )	Amplituda ( $A$ )
Mikrotekstura	$\lambda < 0.5 \text{ mm}$	$0.001 \text{ mm} < A < 0.5 \text{ mm}$
Makrotekstura	$0.5 \text{ mm} < \lambda < 50 \text{ mm}$	$0.1 \text{ mm} < A < 20 \text{ mm}$
Megatekstura	$50 \text{ mm} < \lambda < 500 \text{ mm}$	$0.1 \text{ mm} < A < 50 \text{ mm}$



**Slika 2.4** Utjecaj teksture površine kolnika na karakteristike međudjelovanja pneumatika i površine kolnika [35]



**Slika 2.5** Mikrotekstura i makrotekstura [36]

Adhezijsko trenje zasniva se na mikroteksturi, dok histerežno trenje uglavnom ovisi o makroteksturi površine kolnika. Adhezijska komponenta trenja dominira kod suhog i čistog kolnika te pri vožnji manjim brzinama na mokrom kolniku kada pneumatik uspijeva probiti vodeni film i istisnuti vodu kroz šare gazeće površine i teksturu podloge. Pri većim brzinama, kotač teže probija vodeni film zbog čega je u takvim uvjetima važnija makrotekstura odnosno histerezna komponenta trenja.

### Utjecaj parametara vozila

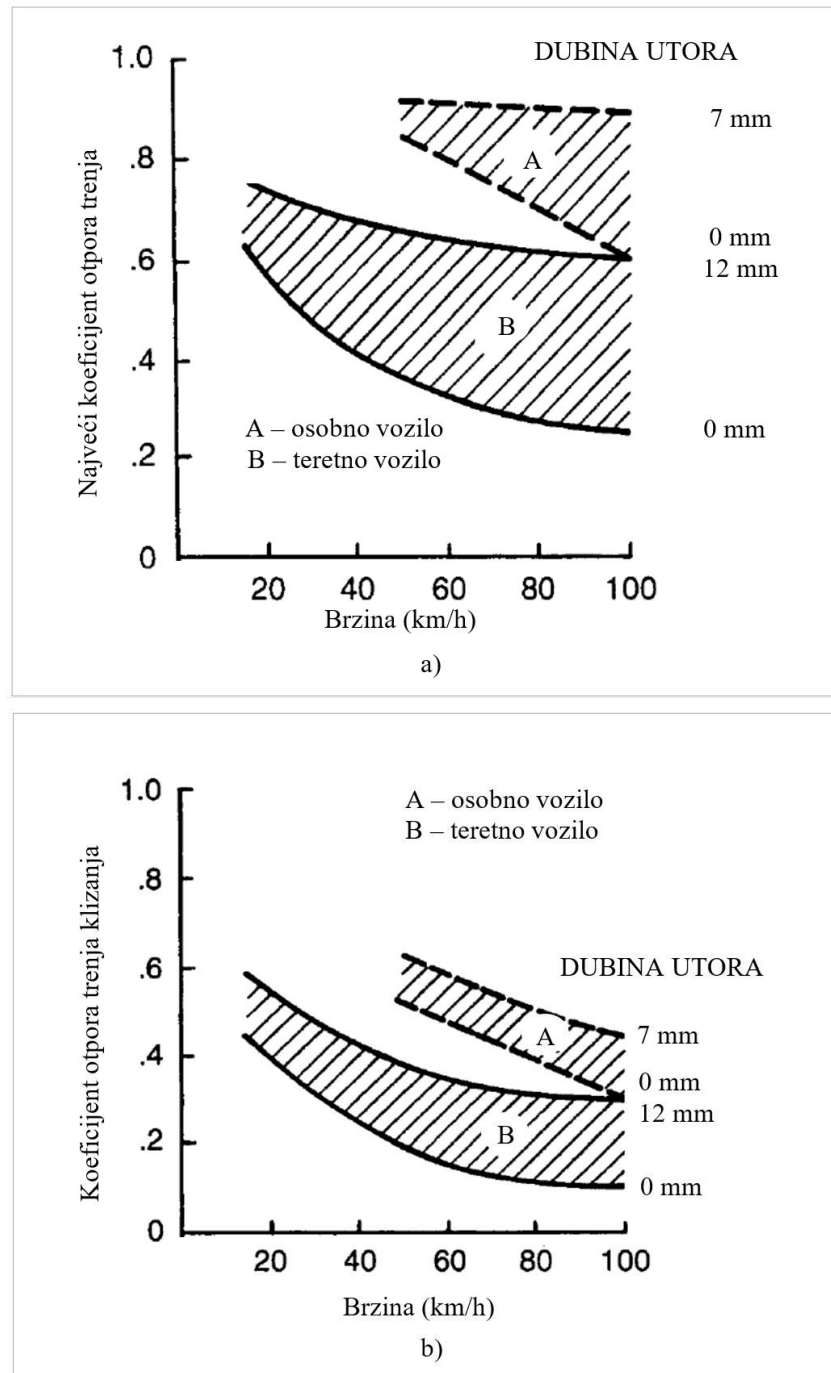
Među parametrima vozila o kojima ovisi trenje na dodiru pneumatika i kolnika, najvažniji je utjecaj brzine klizanja pneumatika. Brzina klizanja, tj. razlika između brzine kotrljanja i translacijske brzine kotača, bitno utječe na učinkovitost realizacije vučnih sila i sila kočenja na dodiru pneumatika i podloge. Prilikom slobodnog kotrljanja kotača, brzina klizanja je nula. Međutim, pri određenom manevru koji uključuje promjenu brzine (ubrzavanje ili kočenje), na dodiru pneumatika i podloge realiziraju se sile koje omogućuju željene radnje. Realizacija sila na dodiru pneumatika i podloge moguća je zahvaljujući trenju koje znatno ovisi o brzini klizanja. Pri manjim brzinama klizanja, mogućnost realizacije uzdužnih sila je dobra, odnosno nije prekoračeno najveće raspoloživo trenje. S daljnjim porastom razlike brzine kotrljanja i translacijske brzine, u određenom trenutku dolazi do prekoračenja najvećeg raspoloživog trenja, nakon čega koeficijent otpora trenja na dodiru pneumatika i podloge opada te pneumatik počinje klizati. Fenomen elastičnog klizanja te utjecaj klizanja na trenje detaljnije je objašnjen u poglavlju 2.2.3, u sklopu definiranja realizacije uzdužnih sila.

### Utjecaj karakteristika pneumatika

Stanje i oblik profila gazeće površine pneumatika bitno utječu na trenje, naročito ukoliko se radi o mokrom i skliskom kolniku. Naime, izvedba profila, odnosno oblik utora te njihova širina i dubina trebaju omogućavati izbacivanje vode koja se nađe na dodirnoj površini, kako bi

pneumatik imao što bolji dodir s podlogom. S obzirom na oblik profila, pneumatici se razlikuju ovisno o namjeni. Tako su, na primjer, za ceste pod snijegom ili mokre ceste povoljniji pneumatici s dubljim utorima, dok su za suhe ceste primjereniji pneumatici s plićim utorima. Na slici 2.6 prikazan je utjecaj dubine utora pneumatika na koeficijent najvećeg otpora trenja (koji se javlja pri proklizavanju kotača) te na koeficijent otpora trenja klizanja, ovisno o tome da li se radi o pneumatiku osobnog vozila ili pneumatiku teretnog vozila. Navedeni dijagrami prikazuju vrijednosti koeficijenata otpora trenja pri različitim brzinama vožnje na mokrom kolniku pri čemu se može uočiti trend smanjenja koeficijenta otpora trenja kod pneumatika s plićim utorima. Pneumatici s plićim utorima imaju lošiju sposobnost istiskivanja vode iz dodirne površine uslijed čega dolazi do nastanka tzv. vodenog klina koji nastoji odvojiti kotač od podloge što u konačnici rezultira smanjenjem trenja. Naime, u trenutku kada pneumatik više nije u stanju istisnuti vodeni klin iz dodirne zone, dolazi do “isplivavanja” odnosno potpunog nalijeganja pneumatika na vodenu plohu. Ta pojava naziva se akvaplaniranje, a detaljnije je objašnjena u nastavku, u sklopu opisivanja utjecajnih čimbenika okoline (Slika 2.9). Dubina utora smanjuje se trošenjem pneumatika pa vožnja s istrošenim pneumaticima u uvjetima mokrog kolnika može biti opasna zbog izrazito smanjenog trenja na dodirnoj površini.

Osim utjecaja dubine utora na koeficijent otpora trenja, na slici 2.6 prikazan je i utjecaj brzine vožnje. Utjecaj brzine na koeficijent otpora trenja za suhi kolnik nije značajan, najviše 20 do 30% [28], dok kod mokrog kolnika koeficijent otpora trenja znatno ovisi o brzini vožnje. Općenito, koeficijent otpora trenja, bilo najveća vrijednost (Slika 2.6, a) ili vrijednost klizanja (Slika 2.6, b), smanjuje se s porastom brzine vožnje pri čemu je trend opadanja znatno izraženiji kod trenja klizanja. Također, vrijednosti trenja kod pneumatika osobnih vozila znatno su veće u odnosu na pneumatike teretnih vozila zbog razlike u njihovoj izvedbi. Naime, kod pneumatika teretnih vozila naglasak se stavlja na dugotrajnost pa postoje bitne razlike u obliku profila gazeće površine kao i u sastavu materijala od kojih je pneumatik izrađen u odnosu na pneumatike osobnih vozila.

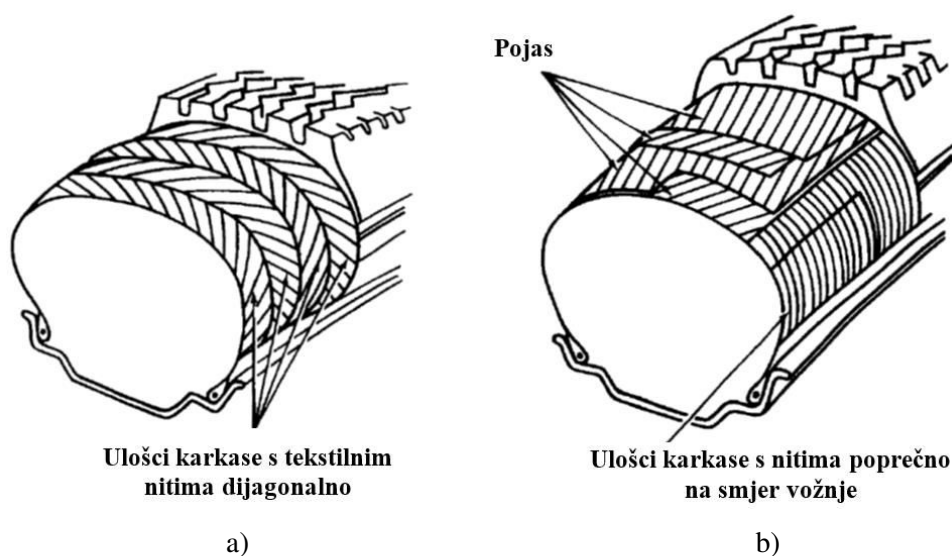


**Slika 2.6** Utjecaj brzine i dubine utora na trenje za slučaj pneumatika osobnog vozila i teretnog vozila na mokrom kolniku: a) najveći koeficijent otpora trenja, b) koeficijent otpora trenja klizanja [32]

Trenje na dodiru pneumatika i kolnika, osim o samom obliku profila gazeće površine, također ovisi i o vrsti pneumatika. Tekstilna unutrašnja struktura pneumatika, karkasa, najvažniji je strukturni element čiji oblik i konstrukcija uvelike određuju karakteristike pneumatika. Ovisno o konstrukciji karkase, pneumatici se dijele na dijagonalne i radijalne (Slika 2.7). U prošlosti su prevladavali dijagonalni pneumatici s kosim (dijagonalnim) križanjem pojedinih slojeva tkanine. Danas su kod osobnih vozila dijagonalni pneumatici zamijenjeni radijalnim pneumaticima kod

kojih se niti slažu poprečno na smjer vožnje, u smjeru polumjera (radija) pneumatika. Radijalni pneumatik sadrži još i takozvani pojas koji je po obodu ugrađen pod gazeću površinu. Pojas, koji se sastoji od nekoliko slojeva tekstilne ili čelične tkanine, je krut i gotovo se ne rasteže te na taj način stabilizira gazeću površinu kako profil pri vožnji ne bi mijenjao oblik. To svojstvo radijalnog pneumatika najvažnija je prednost u odnosu na dijagonalni pneumatik. Minimalno deformiranje pri vožnji naročito je bitno kod mokrog kolnika kada utori na pneumatiku moraju biti otvoreni kako bi mogli primiti vodu i izbaciti je dalje od pneumatika. Pojas radijalnih pneumatika osigurava kraći put kočenja kod mokrog kolnika te veće poprečne sile koje vode kotač u krivini. Također, radijalni pneumatici su dugotrajniji od dijagonalnih jer njihov profil manje proklizava na kolniku, a time se i manje troši te se smanjuje otpor kotrljanja što podrazumijeva i nešto manju potrošnju goriva.

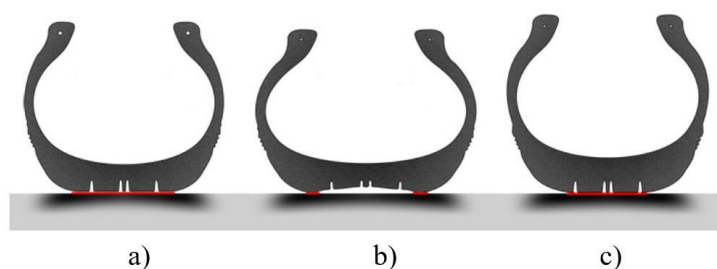
S druge strane, zbog većih gubitaka histereze (uslijed debljeg gazećeg sloja i deblje bočne gume te većeg broja niti karkase), dijagonalni pneumatici imaju veći otpor kotrljanja i brži porast otpora kotrljanja s porastom brzine, te velike deformacije dodirne površine. Uslijed navedenih obilježja, dijagonalni pneumatici danas se upotrebljavaju samo kod vozila koja se kreću manjim brzinama kao što su poljoprivredna vozila i bicikli.



**Slika 2.7** Konstrukcija pneumatika: a) dijagonalni, b) radijalni [32]

Jedan od značajnijih utjecajnih čimbenika trenja jest i tlak zraka u pneumatiku, odnosno inflacijski tlak pneumatika. Pri tome je znatno izraženiji utjecaj promjene tlaka na mokrom kolniku nego u slučaju suhog kolnika. Za svaki pneumatik postoji neka optimalna vrijednost tlaka koja omogućava najbolji kontakt pneumatika s podlogom (Slika 2.8, a), a promjena tlaka u pneumatiku uvjetuje promjenu dodirne površine. Pri padu tlaka na mokrom kolniku dolazi do značajnog smanjenja koeficijenta otpora trenja na dodiru pneumatika i podloge. Kada je tlak u

pneumatiku ispod optimalne vrijednosti, dolazi do gubitka kontakta središnjeg dijela gazeće površine te se kontaktne sile generiraju uglavnom na vanjskim rubovima gazeće površine (Slika 2.8, b). Također, dolazi do sužavanja utora gazeće površine pneumatika te do smanjenja dodirnog pritiska što u prisustvu vode na kolniku rezultira smanjenom sposobnošću izbacivanja vode iz dodirne površine. Umjesto da izbaci vodu kroz utore gazeće površine, pneumatik u takvim uvjetima vodu zadržava u dodirnoj zoni. Kao rezultat, smanjuje se kritična brzina pri kojoj na mokrom kolniku dolazi do potpunog gubitka kontakta pneumatika s podlogom (akvaplaniranja). Općenito, pri većim brzinama vožnje, premali inflacijski tlak pneumatika može značajno smanjiti trenje na dodirnoj površini.



**Slika 2.8** Tlak zraka u pneumatiku: a) optimalna vrijednost, b) ispod optimalne vrijednosti, c) iznad optimalne vrijednosti [37]

Za razliku od značajnog utjecaja premalih vrijednosti tlakova, prekoračenje optimalnog tlaka u pneumatiku ne utječe bitno na trenje između pneumatika i podloge. Kada je inflacijski tlak pneumatika iznad optimalnoga, gazeća površina poprima ispupčen oblik i njeni bočni segmenti ostvaruju lošiji kontakt s podlogom pa se sile uglavnom prenose preko središnjeg dijela dodirne površine (Slika 2.8, c). Kao rezultat, slabije je prianjanje između pneumatika i kolnika, odnosno dolazi do manjeg gubitka trenja. Veći tlak zraka pneumatika u kombinaciji s manjom dodirnom površinom rezultira većom kritičnom brzinom akvaplaniranja.

### Utjecaj uvjeta okoline

Trenje na dodiru pneumatika i površine kolnika ovisi i o temperaturi pa se njegova vrijednost mijenja tokom godine. To se naročito odnosi na kolničke konstrukcije s asfaltnim zastorom kod kojih ljeti, uslijed visokih temperatura i intenzivnog prometa, dolazi do zaglađivanja površine kolnika zbog izbijanja bitumena na površinu. Generalno, trenje na dodiru pneumatika i kolnika se smanjuje s povećanjem temperature. Osim utjecaja temperature, niže vrijednosti trenja ljeti dijelom se mogu objasniti i većim prisustvom onečišćenja na površini kolnika, kao što su prašina ili kapljice ulja, jer je kiša ljeti rjeđa nego u ostatku godine. Izraženiji kišni period u proljeće doprinosi ispiranju onečišćenja koja se skupe na površini kolnika što podrazumijeva veće

vrijednosti trenja, dok duži sušni period ljeti rezultira nakupljanjem različitih materijala koji smanjuju trenje na dodiru pneumatika i podloge.

Materijali koji se mogu naći između površine kolnika i pneumatika također utječu na trenje. Postojanje bilo kojeg onečišćenja na dodirnoj površini, u većoj ili manjoj mjeri doprinosi smanjenju trenja u odnosu na čistu površinu. Pri tome je utjecaj značajniji što je debljina sloja onečišćenja veća i što je materijal onečišćenja više viskoznan. Ti materijali mogu biti različitog agregatnog stanja, odnosno može se raditi o prašini, pijesku, kapljicama ulja, vodi, snijegu ili ledu. Najopasnije uvjete na cesti predstavljaju snijeg i led uslijed manevara skretanja, a koeficijent trenja na glatkoj, tek smrznutoj površini, približava se nuli.

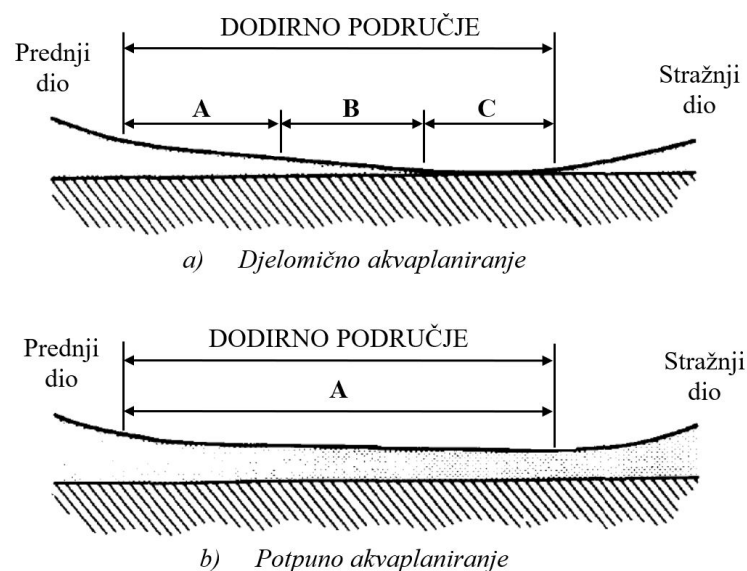
Ipak, između utjecajnih čimbenika okoline, najvažniji je utjecaj vode koja se često nalazi na površini kolnika. Voda na kolniku, uslijed kiše ili kao rezultat kondenzacije, znatno smanjuje trenje na dodiru pneumatika i podloge. Ponašanje pneumatika na mokrom kolniku ovisi o visini vodenog sloja, ali i o karakteristikama površine kolnika i gazeće površine pneumatika te o obliku kretanja (slobodno kretanje, kočenje, ubrzavanje ili skretanje). Kako bi se postigli željeni manevri kretanja na mokrom kolniku, najvažnije je ostvarivanje efektivnog kontakta pneumatika s podlogom što svakako podrazumijeva izbacivanje vode iz dodirne površine. Protok vode iz kontaktnog područja omogućava se odgovarajućom makroteksturom površine kolnika kao i oblikom te dubinom utora gazeće površine pneumatika. Ipak, veoma je bitno o kojoj količini vode se radi, odnosno kolika je visina vodenog sloja koji se nalazi na površini kolnika. Obično se pod mokrim kolnikom smatra vodeni sloj visine 0.5 mm pa se i kod većine uređaja za ispitivanje trenja mjerenja vrše za tu visinu vodenog filma [33]. Čak i jako male količine vode na površini kolnika mogu znatno smanjiti trenje. Vodeni film visine 0.05 mm može dovesti do smanjenja koeficijenta otpora trenja za čak 20 do 30% u odnosu na koeficijent otpora trenja na suhom kolniku [38]. U situacijama vlažnog kolnika, sa slojem visine 0.025 mm (stanje koje se formira u vremenskom intervalu od oko sat vremena uslijed količine kiše od barem 0.25 mm), može doći do znatnog smanjenja trenja na dodiru pneumatika i podloge.

Voda na površini kolnika opasna je zbog mogućnosti gubitka kontakta između pneumatika i podloge, naročito pri većim brzinama vožnje. Prilikom kretanja vozila po mokrom kolniku postoji mogućnost akvaplaniranja ili hidropplaniranja. Akvaplaniranje predstavlja pojavu formiranja vodenog filma na dodiru pneumatika i površine kolnika koji, u graničnom slučaju u potpunosti odvaja gazeću površinu pneumatika od podloge. Pri većim brzinama kretanja vozila, raste količina vode koju je u jedinici vremena potrebno izbaciti iz dodirne površine što znači da vodeni sloj dolazi u stanje sve jačega hidrodinamičkog tlaka čija vertikalna komponenta teži da odvoji

pneumatik od podloge. Pri tome se smanjuje dodirna površina, a time i sila trenja. Pri određenoj brzini može doći i do potpunog odvajanja pneumatika od podloge uslijed izjednačavanja hidrodinamičkog tlaka i vertikalnog opterećenja, odnosno do potpunog gubitka trenja. U tim uvjetima vozilo je nestabilno te se u potpunosti gubi mogućnost upravljanja jer nije moguća realizacija sile kočenja, vučne sile kao ni bočne sile. Fenomen akvaplaniranja prikazan je na slici 2.9.

Općenito, trenje na dodiru pneumatika i podloge opada s povećanjem visine vodenog filma, a utjecaj vodenog sloja na površini kolnika je slabiji pri manjim brzinama vožnje. Pri tome su istrošeni pneumatici znatno osjetljiviji na promjenu visine vodenog filma jer im je smanjena sposobnost izbacivanja vode iz dodirne površine.

Djelomično akvaplaniranje podrazumijeva smanjenje trenja, dok uslijed odvajanja pneumatika od podloge, tj. potpunog akvaplaniranja, dolazi do apsolutnog gubitka trenja u dodirnoj površini. Pri tome, s povećanjem brzine brže dolazi do potpunog akvaplaniranja jer se pri većim brzinama vožnje manja količina vode uspijeva izbaciti iz dodirne površine. Ukoliko nije cijela površina kolnika pokrivena vodenim slojem već samo na pojedinim mjestima, u trenutku kada vozilo velikom brzinom naiđe na vodeni film, dolazi do iznenadnog gubitka trenja na dodiru pneumatika i podloge. Do potpunog gubitka kontakta pneumatika s podlogom može doći već pri brzinama od 64 do 72 km/h uslijed lokalnih mokrih područja na kolniku, duljine 9 m s visinom vodenog filma od 25 mm [39].



**A** – NEPREKINUTI VODENI FILM, **B** – PODRUČJE DJELOMIČNO PREKINUTOG VODENOG FILMA, **C** – KONTAKTNA ZONA

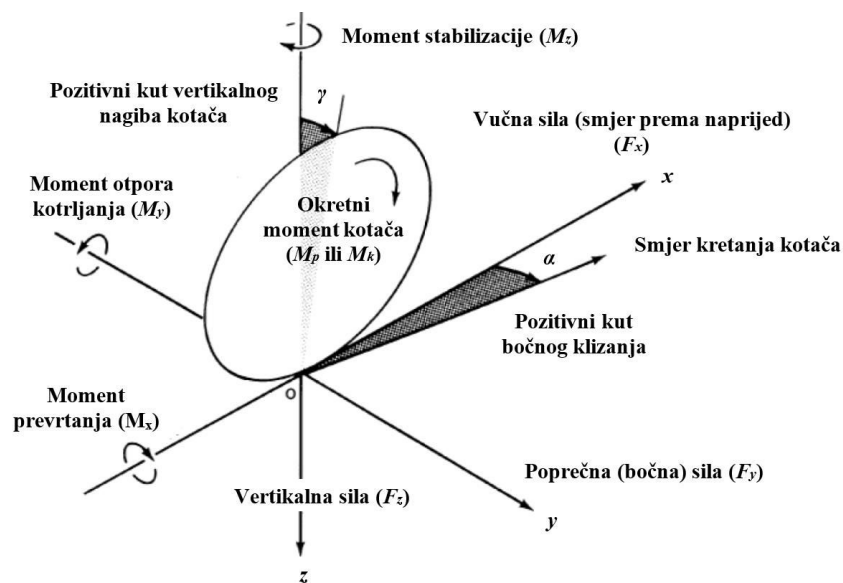
**Slika 2.9** Pojava akvaplaniranja: a) djelomično, b) potpuno [32]



Uslijed svih navedenih činjenica o trenju na dodiru pneumatika i podloge, može se zaključiti da mokar kolnik predstavlja kritičnije uvjete jer prisustvo vode znatno smanjuje raspoloživo trenje. Upravo iz tog razloga kod projektiranja se koriste vrijednosti trenja mjerene na mokrom kolniku.

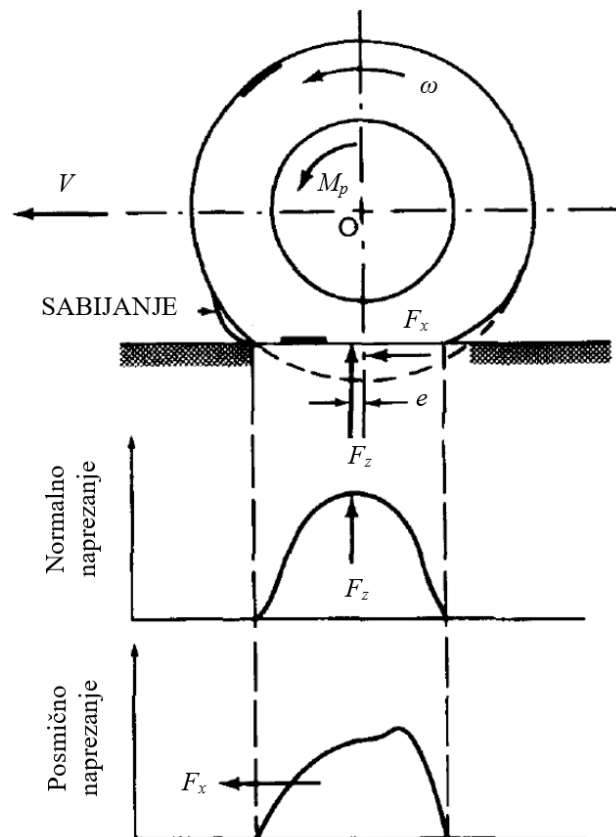
### 2.2.3 Trenje u uzdužnom smjeru

Prilikom definiranja operativnih karakteristika kotača te sile i momenata koji se na kotaču ostvaruju, koristiti će se lokalni koordinatni sustav kotača prema SAE (*Society of Automotive Engineers*) konvenciji (Slika 2.10) [32].



Slika 2.10 Lokalni koordinatni sustav kotača [32]

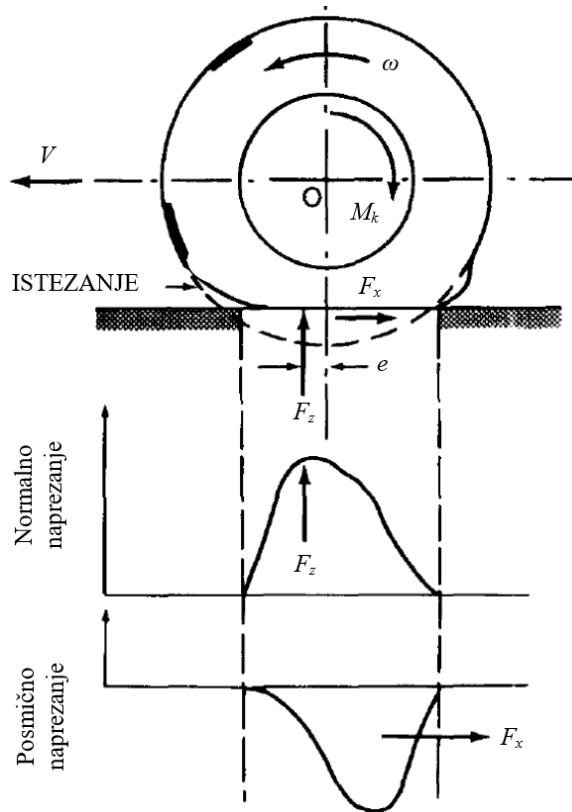
Trenje koje se javlja prilikom uzdužnog kretanja vozila zaslužno je za realizaciju vučne sile kao i sile kočenja. Naime, pogonski kotač se kotrlja zbog nametnutog pogonskog momenta zahvaljujući trenju na kontaktu pneumatika i podloge. Kada na kotač djeluje pogonski moment  $M_p$  dovoljne veličine, na kontaktu pneumatika i podloge dolazi do generiranja vučne sile  $F_x$  koja djeluje u smjeru kretanja, odnosno u smjeru suprotnom od djelovanja pogonskog momenta, kao što je prikazano na slici 2.11. Budući da se uslijed djelovanja pogonskog momenta elementi pneumatika koji stupaju u kontakt s podlogom sabijaju pa prokližu, i put ostvaren jednim okretom kotača kraći je nego u slučaju čistog kotrljanja. Ovaj fenomen naziva se elastično klizanje kotača.



**Slika 2.11** Djelovanje pogonskog momenta na kotač [32]

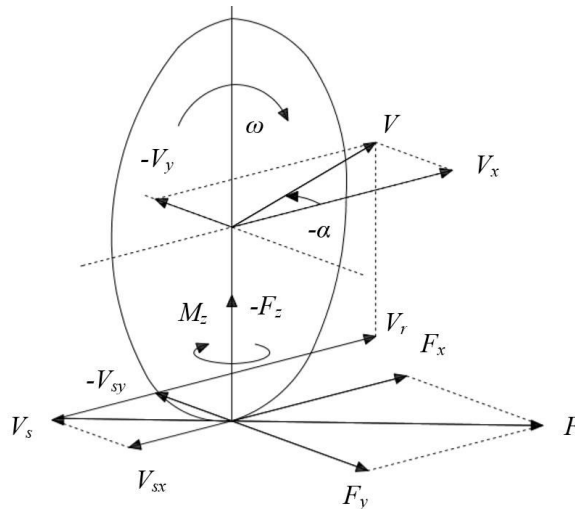
U slučaju kočenog kotača, odnosno uslijed djelovanja momenta kočenja  $M_k$ , također dolazi do klizanja zbog istežanja elemenata pneumatika koji ulaze u dodirnu zonu (Slika 2.12). Pri tome je put koji kotač ostvari jednim okretom kotača uz djelovanje momenta kočenja duži nego u slučaju čistog kotrljanja. Uslijed klizanja kočenog kotača, zahvaljujući trenju na dodirnoj površini, dolazi do generiranja sile kočenja  $F_x$  u smjeru suprotnom od kretanja kotača (Slika 2.12).

Na slikama 2.11 i 2.12 prikazani su i dijagrami odgovarajućih normalnih i posmičnih napreznja pri djelovanju pogonskog momenta odnosno momenta kočenja. Uslijed deformacije pneumatika na dodiru s podlogom, dolazi do nesimetrične raspodjele normalnog napreznja pri kotrljanju kotača pa je vertikalna reakcija podloge  $F_z$  pomaknuta prema naprijed. Pri tome se formira moment otpora kotrljanja kotača, veličine  $(F_z \cdot e)$ , koji se smjerom svoga djelovanja suprotstavlja kotrljanju kotača. Taj moment otpora kotrljanja koji pogonski moment mora savladati, predstavlja otpor kotrljanja kotača, a koji se kod analize performansi vozila često zanemaruje.



Slika 2.12 Djelovanje momenta kočenja na kotač [32]

Kao rezultat djelovanja pogonskog momenta ili momenta kočenja, dolazi do razlike između brzine kotrljanja  $V_r$  i translacijske brzine kotača  $V$ , a mjera kojom se ova pojava opisuje naziva se koeficijent uzdužnog klizanja. Koeficijent uzdužnog klizanja definira se kao odnos uzdužne komponente brzine klizanja  $V_{sx}$  i uzdužne komponente translacijske brzine  $V_x$  pri čemu smjer uzdužne komponente brzine klizanja ovisi o vrsti manevra (kretanje ili kočenje), odnosno ovisi o odnosu translacijske brzine i brzine kotrljanja (Slika 2.13).



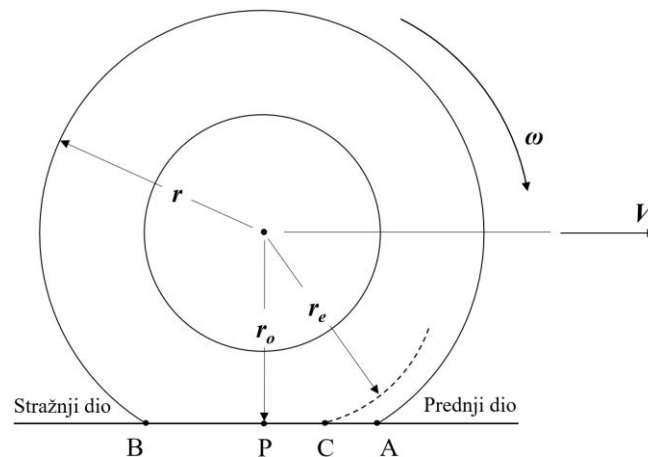
Slika 2.13 Kotač vozila uslijed djelovanja pogonskog momenta pri desnom skretanju [40]

Uslijed djelovanja pogonskog momenta, definira se koeficijent uzdužnog klizanja pogonskog kotača  $i_x$  (engl. *longitudinal slip*), a kod djelovanja momenta kočenja vrijedi koeficijent uzdužnog klizanja kočenog kotača  $i_{xk}$ . Pri tome se koeficijenti klizanja vrlo često izražavaju i u postocima, množeći sljedeće izraze sa 100.

$$i_x = \frac{V_{sx}}{V_x} = \frac{V_r - V_x}{V_x} = \frac{\omega \cdot r_e}{V_x} - 1 \quad (2.9)$$

$$i_{xk} = \frac{V_{sx}}{V_x} = \frac{V_x - V_r}{V_x} = 1 - \frac{\omega \cdot r_e}{V_x} \quad (2.10)$$

gdje je  $V_r$  (m/s) brzina kotrljanja kotača,  $\omega$  (1/s) kutna brzina vrtnje kotača, a  $r_e$  (m) efektivni polumjer kotača uslijed čistog kotrljanja. Pri tome je efektivni polumjer kotača uslijed čistog kotrljanja ( $r_e$ ) veći od polumjera opterećenog kotača ( $r_o$ ) jer se elementi pneumatika u kontaktnoj zoni deformiraju (Slika 2.14). Upravo zbog deformacije pneumatika u kontaktnoj zoni, i put ostvaren jednim okretom kotača manji je nego u slučaju čistog kotrljanja krutog kotača pa se za opisivanje ove pojave koristi efektivni polumjer kotača  $r_e$  ( $r > r_e > r_o$ ).



**Slika 2.14** Prikaz efektivnog polumjera kotača uslijed čistog kotrljanja [41]

Na slici 2.13 prikazan je kotač vozila s odgovarajućim vektorima brzina i sila, uslijed djelovanja pogonskog momenta pri desnom skretanju. Stoga su osim uzdužnih komponenti, prikazane i poprečne komponente brzina i sila uslijed kružnog gibanja koje su detaljnije objašnjene u poglavlju 2.2.4. Kotrljanje kotača složeno je gibanje koje se sastoji od translacijskog i rotacijskog gibanja, odnosno kotač vozila okreće se oko svoje osi dok se istovremeno giba i translacijski. Pri tome sve točke kotača imaju jednaku translacijsku brzinu  $V$  čiji je vektor usmjeren u pravcu kretanja i uvijek je paralelan s podlogom. Ukoliko se radi o kružnom gibanju, smjer vektora translacijske brzine ne poklapa se s ravninom kotača pa se može podijeliti na

uzdužnu  $V_x$  i poprečnu komponentu  $V_y$ . Prilikom kotrljanja odvija se i rotacijsko gibanje, kutnom brzinom  $\omega$ , uslijed kojega se realizira tzv. brzina kotrljanja:

$$V_r = \omega \cdot r_e \quad (2.11)$$

Kod čistog kotrljanja kotača, brzina kotrljanja podudara se s uzdužnom komponentom translacijske brzine  $V_x$  pa je efektivni polumjer kotrljanja definiran sljedećim izrazom:

$$r_e = \frac{V_x}{\omega_0} \quad (2.12)$$

gdje  $\omega_0$  predstavlja kutnu brzinu uslijed čistog kotrljanja. Ukoliko na kotač djeluje moment kočenja ili pogonski moment, dolazi do klizanja elemenata pneumatika zbog razlike između  $V_x$  i  $V_r$ . Brzina kojom elementi pneumatika klizu po površini kolnika naziva se brzina klizanja  $V_s$ , a uslijed kružnog gibanja, brzina klizanja može se prikazati pomoću uzdužne  $V_{sx}$  i poprečne komponente  $V_{sy}$ . U slučaju djelovanja pogonskog momenta, kotač se okreće brže nego što odgovara translacijskoj brzini pa vektor brzine klizanja prati smjer kutne brzine (Slika 2.13). U slučaju kočnog kotača situacija je obrnuta, odnosno translacijska brzina kotača veća je nego što odgovara kutnoj brzini pa vektor brzine klizanja prati smjer translacijske brzine.

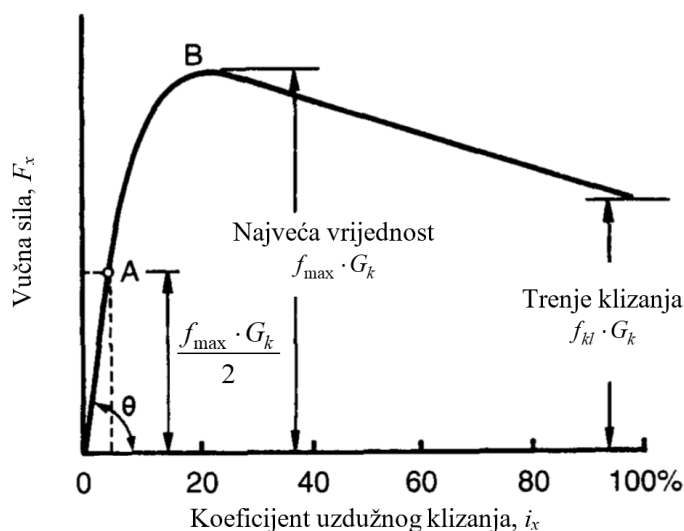
Općenito, pod klizanjem se podrazumijevaju sve pojave koje dovode do razlike između translacijske brzine i brzine kotrljanja kotača. Kada se promatra kotrljanje krutog kotača po krutoj podlozi, pri čemu nema deformacija, proces klizanja jednostavan je za razumijevanje. Međutim, kod realnog kotača vozila, uslijed znatne radijalne i tangencijalne elastičnosti pneumatika, pojava klizanja ima složeniji karakter. Kod realnog pneumatika postoje dva uzroka klizanja: tangencijalna deformacija pneumatika i proklizavanje dodirne površine. Deformacijsko klizanje posljedica je uzdužne elastične deformacije uslijed djelovanja pogonskog momenta na kotač. Naime, prilikom djelovanja pogonskog momenta, uslijed uzdužne elastičnosti pneumatika, segmenti pneumatika ispred kontaktne površine se sabijaju, dok segmenti iza nje bivaju izloženi istežanju. S obzirom da se deformacijsko stanje stalno mijenja, odnosno stalno se novi segmenti pneumatika deformiraju, to dovodi do smanjenja translacijske brzine u odnosu na brzinu kotrljanja, tj. dovodi do klizanja. Uz deformacijsko klizanje, prilikom okretanja kotača uvijek se događa i određeno proklizavanje pneumatika po podlozi zbog njegove elastičnosti. To relativno klizanje elemenata dodirne površine nastaje zbog ograničenog prijanjanja između podloge i pneumatika ili njegovih pojedinih segmenata. Naime, uslijed nesimetrične raspodjele normalnog naprežanja pri kotrljanju kotača (Slika 2.11), vertikalno opterećenje na krajevima kontaktne zone nije dovoljno za osiguranje trenja pa elastična sila vraća segmente u nedeformirani položaj što zapravo predstavlja proklizavanje segmenata po podlozi.

Kod pogonskog kotača, stvarna translacijska brzina nešto je manja od brzine kotrljanja, odnosno kotač se okreće brže nego što to odgovara translacijskoj brzini. U slučaju djelomičnog proklizavanja pri kretanju, dolazi do kašnjenja translacijske brzine u odnosu na brzinu kotrljanja što, uslijed trenja, rezultira generiranjem uzdužne sile u smjeru kretanja (Slika 2.11). Ova sila naziva se vučna sila jer pruža ubrzanje u uzdužnom smjeru. Ukoliko kotač ima određenu brzinu kotrljanja, ali je translacijska brzina jednaka nuli, onda se radi o potpunom proklizavanju kotača i tada je  $i_x = \infty$ . To je granični slučaj prilikom kojega dolazi do prekoračenja raspoloživog trenja na dodiru podloge i pneumatika uzrokovanog neusklađenošću primijenjenog pogonskog momenta s raspoloživim trenjem. Koeficijent uzdužnog klizanja  $i_x$  iznosio bi nula samo za slučaj čistog kotrljanja kada je  $\omega \cdot r_e / V_x = 1$ , uz pretpostavku da su i kotač i podloga potpuno kruti.

U slučaju kočenog kotača, opisani proces odvija se u obratnom smjeru što rezultira većom translacijskom brzinom u odnosu na brzinu kotrljanja, odnosno kotač se kreće brže nego što odgovara kutnoj brzini. Pri djelomičnom klizanju blokiranog kotača dolazi do zakašnjenja brzine kotrljanja u odnosu na translacijsku brzinu što, zahvaljujući trenju na dodirnoj površini, rezultira generiranjem sile kočenja (Slika 2.12). U graničnom slučaju ove situacije dolazi do blokiranja kotača, odnosno kotač se kreće čisto kličući translacijski u odnosu na podlogu. U situaciji kada postoji zakašnjenje kutne brzine u odnosu na translacijsku brzinu, koeficijent uzdužnog klizanja kočenog kotača  $i_{xk}$  ima pozitivnu vrijednost i tada se radi o djelomičnom klizanju blokiranog kotača. U slučaju čistog klizanja blokiranog kotača, postoji translacijsko gibanje, ali se kotač ne okreće i tada je  $i_{xk} = 1$ .

Budući da je vučna sila koja se generira na dodiru pneumatika i kolnika proporcionalna u odnosu na pogonski moment, i koeficijent uzdužnog klizanja u funkciji je intenziteta vučne sile koja je ograničena raspoloživim trenjem između pneumatika i podloge (Slika 2.15). Općenito, pri uvjetima malih vrijednosti koeficijenta uzdužnog klizanja, vučna sila raste linearno s porastom koeficijenta uzdužnog klizanja zato što je na početku klizanje pretežno deformacijsko. To se odnosi na područje krivulje od 0 do A. Daljnji porast pogonskog momenta odnosno vučne sile dovodi do početka klizanja pojedinih segmenata dodirne površine koje postaje sve intenzivnije s povećanjem pogonskog momenta. Na ovome dijelu (od A do B) djeluju i deformacijsko klizanje kao i proklizavanje pojedinih segmenata pa odnos vučne sile i koeficijenta uzdužnog klizanja postaje nelinearan. Pri dostizanju točke B, uzdužna sila postiže svoju najveću vrijednost koju joj uvjeti trenja na dodiru pneumatika i podloge omogućuju pri danom vertikalnom opterećenju. Na temelju eksperimentalnih podataka pokazano je da se najveća vrijednost vučne sile koju pneumatik može generirati na tvrdoj podlozi ostvaruje uglavnom za vrijednosti koeficijenata

uzdužnog klizanja  $i_x$  između 15 i 20% [32]. Pri daljnjem povećavanju pogonskog momenta, narušava se stabilno stanje jer dolazi do proklizavanja cijele dodirne površine. Pri tome raspoloživo trenje naglo opada s najveće vrijednosti trenja ( $f_{max} \cdot G_k$ ) do znatno niže vrijednosti trenja klizanja ( $f_{kl} \cdot G_k$ ), gdje je  $G_k$  vertikalno opterećenje kotača, a  $f_{max}$  i  $f_{kl}$  su redom, najveći koeficijent otpora trenja te koeficijent otpora trenja klizanja. Pri tome, smanjenje raspoloživog trenja dovodi do smanjenja raspoložive vučne sile.



**Slika 2.15** Odnos vučne sile i koeficijenta klizanja kotača [32]

S obzirom da je sposobnost kočenja također ograničena raspoloživim trenjem na dodiru pneumatika i podloge, odnos sile kočenja i koeficijenta uzdužnog klizanja kočenog kotača sličan je odnosu vučne sile i koeficijenta uzdužnog klizanja prikazanome na slici 2.15. Prekoračenjem najveće moguće sile odnosno najvećeg raspoloživog trenja, smanjuje se efekt kočenja, tj. koeficijent otpora trenja opada što podrazumijeva duži zaustavni put. Pri tome je efekt smanjenja trenja naročito izražen za slučaj mokrog kolnika. U ekstremnom slučaju dolazi do potpunog blokiranja kočenih kotača što podrazumijeva gubitak kontrole nad vozilom, odnosno gubitak sposobnosti upravljanja.

Značajna razlika između najveće vrijednosti koeficijenta otpora trenja i koeficijenta otpora trenja klizanja, ističe važnost izbjegavanja blokiranja kočenih kotača ( $i_{xk} = 1$ ) te izbjegavanja potpunog proklizavanja kotača pri ubrzavanju ( $i_x = 1$ ). Upravo iz tih razloga razvijeni su elektronski sustavi koji pomažu pri kočenju i pokretanju vozila, a zasnivaju se na odnosu koeficijenta otpora trenja (tj. vučne sile ili sile kočenja) te koeficijenta klizanja, kao npr. elektronički sustav protiv blokiranja kotača ili regulator pogonskog proklizavanja.

Elektronički sustav protiv blokiranja kotača, poznatiji pod kraticom ABS (njem. *Antiblockiersystem*), sprječava blokiranje kotača kod intenzivnog kočenja na način da naizmjenično smanjuje i povećava silu kočenja na svakom kotaču posebno, omogućavajući optimalan tijek kočenja. Ako se jedan kotač počne sporije okretati od ostalih, znači da je došlo do blokiranja pa silu kočenja na tome kotaču treba smanjiti sve dok se kotač ne počne ponovo okretati. Na taj način se omogućava iskorištavanje raspoloživog trenja, odnosno održavanje razine kočione sile u blizini najveće raspoložive vrijednosti.

Sustav koji reducira snagu motora i omogućava pokretanje i ubrzavanje na skliskim podlogama bez proklizavanja pogonskih kotača, naziva se regulator pogonskog proklizavanja, a poznat je pod kraticom ASR (njem. *Antriebschlupfregelung*) ili TCS (engl. *Traction Control System*). Ovaj elektronički sustav aktivira se u slučajevima kada se na pogonskim kotačima vrijednosti raspoloživog trenja međusobno razlikuju uslijed nejednolike površine pa na jednom kotaču prije dolazi do proklizavanja, ili u slučajevima kada je podloga skliska uslijed čega svi pogonski kotači proklizavaju. U tim situacijama proklizavanje se sprječava na način da se aktivira kočioni mehanizam i uređaj za napajanje goriva (samo na jednom kotaču ili na oba, ovisno o situaciji).

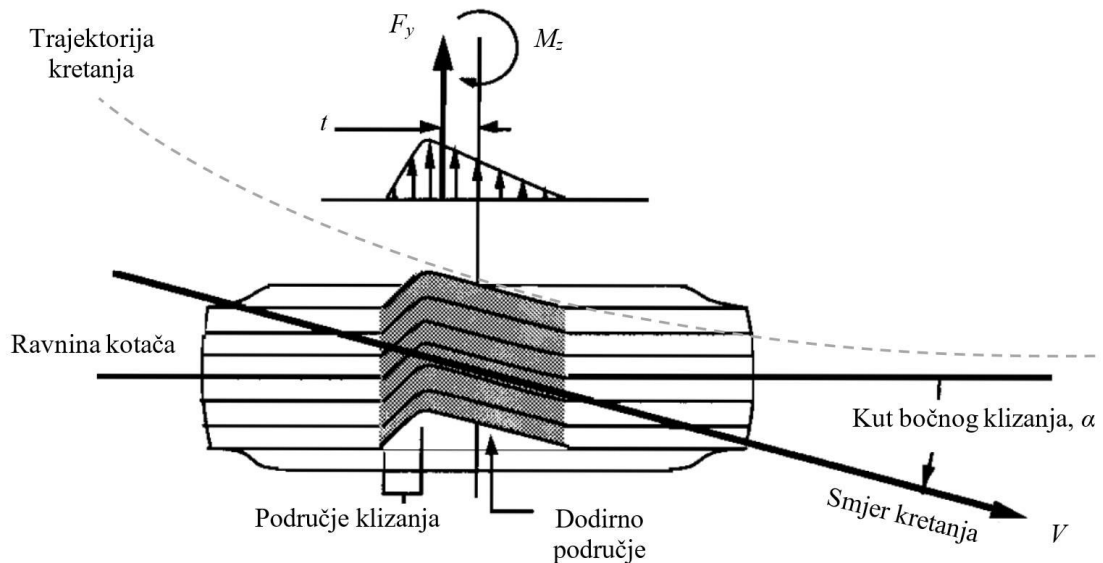
## 2.2.4 Trenje u poprečnom smjeru

Još jedna vrlo važna funkcija pneumatika jest generiranje poprečnih (bočnih) sila trenja na dodiru s podlogom, potrebnih za kontrolu smjera vožnje, ostvarivanje bočnog ubrzanja prilikom kružnog gibanja te za odupiranje bočnim silama poprečnog nagiba kolnika i silama bočnog vjetra [42]. Poprečne sile trenja najvećim dijelom generiraju se zahvaljujući bočnom deformiranju pojedinih elemenata pneumatika. Uslijed djelovanja neke poprečne sile na kotač vozila, segmenti pneumatika na dodiru s podlogom bočno se deformiraju (jer je pneumatik elastičan i u bočnom smjeru), a kao rezultat ove deformacije dolazi do generiranja bočne ili poprečne sile trenja. Mehanizam realizacije poprečne sile trenja prikazan je na slici 2.16.

Prilikom vožnje po pravcu, kada na kotač ne djeluju nikakve poprečne sile, ne postoji ni bočna deformacija pneumatika u dodirnoj površini s podlogom pa se kotač kreće duž svoje ravnine (osim ako je izrazito nesimetričan). Međutim, uslijed neke poprečne sile te zbog elastičnosti pneumatika, dolazi do zakretanja elemenata u kontaktu s podlogom što dovodi do otklona smjera kretanja od ravnine kotača. Kut između smjera kretanja i ravnine kotača naziva se kut bočnog klizanja  $\alpha$  (engl. *slip angle*). Pri tome su elementi pneumatika na stražnjem dijelu



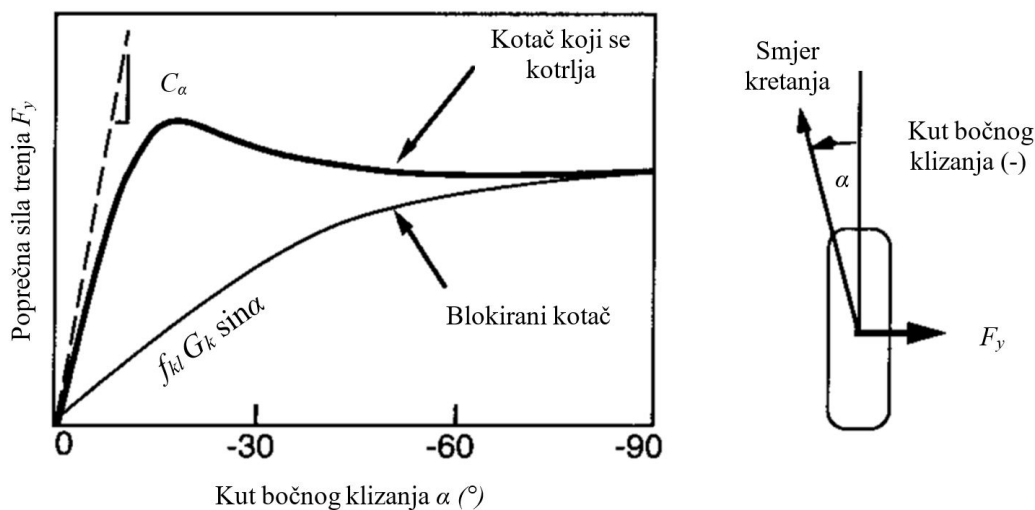
dodirne površine više udaljeni od ravnine kotača (u poprečnom smislu), odnosno bočna deformacija elemenata pneumatika veća je na stražnjem dijelu dodirne površine, kao što je prikazano na slici 2.16. Kada deformacija elemenata pneumatika dosegne najveću moguću vrijednost, dolazi do prekoračenja raspoloživih vrijednosti trenja na dodiru s podlogom pa stražnji elementi pneumatika potpuno proklizavaju (područje klizanja). Uslijed toga, profil poprečne sile ima oblik kao na slici 2.16. Upravo to raspoloživo trenje u poprečnom smjeru uvjetuje poprečnu stabilnost vozila u krivini što mu daje bitnu ulogu kod sigurnosti vožnje u krivini.



**Slika 2.16** Prikaz pneumatika uslijed djelovanja poprečne sile [42]

Kao rezultat bočnog deformiranja elemenata pneumatika dodirne površine, u kontaktu s podlogom generira se poprečna sila trenja  $F_y$ . Ukupna poprečna sila trenja na dodiru pneumatika i podloge jednaka je sumi sila svih dijelova gazeće površine koji se nalaze u kontaktu s podlogom, a budući da raspodjela poprečnih sila nije jednolika, njihova rezultanta pomaknuta je prema stražnjoj strani dodirne površine. Hvatište poprečne sile trenja, koja djeluje u centru deformirane kontaktne površine, ne poklapa se s centrom kotača, što rezultira pojavom momenta stabilizacije  $M_z$  (engl. *aligning moment*). Moment stabilizacije po iznosu je jednak umnošku poprečne sile trenja  $F_y$  i odmaka  $t$ . Njegova uloga veoma je bitna kod kružnog gibanja kotača kao i kod vraćanja kotača u izvorni položaj pri prestanku kružnog gibanja. Pri malim kutovima bočnog klizanja, moment stabilizacije nastoji uskladiti ravninu kotača sa smjerom kretanja. Uslijed većih kutova bočnog klizanja, dolazi do povećanja područja klizanja pa se ukupna bočna sila približava osi  $y$  (smanjuje se  $t$ ) što podrazumijeva smanjenje iznosa momenta stabilizacije.

Zavisnost između poprečne sile trenja i kuta bočnog klizanja od iznimne je važnosti kod ponašanja vozila u krivini te su brojna istraživanja izvršena kako bi se odredio njihov odnos. Tipični prikaz odnosa poprečne sile trenja i kuta bočnog klizanja prikazan je na slici 2.17.



**Slika 2.17** Odnos bočne sile trenja i kuta bočnog klizanja [42]

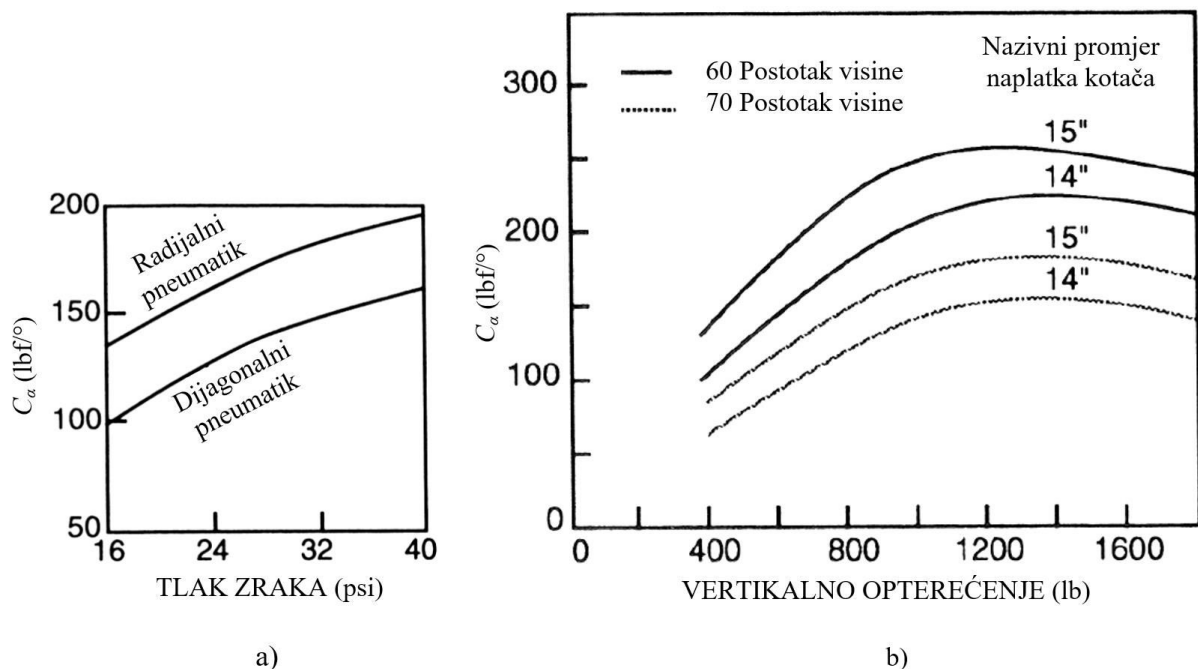
Kada je kut bočnog klizanja nula, odnosno kada se kotač giba u smjeru svoje ravnine, iznos poprečne sile trenja na dodiru pneumatika i podloge također je nula. Za kutove bočnog klizanja do vrijednosti od oko 5 do 10° (za kotače osobnog vozila), poprečna sila trenja raste velikim intenzitetom i proporcionalno s porastom kuta. Pri vrijednostima kutova od 15 do 20°, poprečna sila trenja dostiže najveću vrijednost ograničenu raspoloživim trenjem na dodiru pneumatika i podloge. Daljnje povećavanje kuta bočnog klizanja rezultira laganim smanjivanjem sile trenja zbog povećavanja područja klizanja u kontaktnoj zoni. Pri jako velikim kutovima bočnog klizanja, ponašanje kotača počinje dobivati karakteristike blokiranog kotača (poprečna sila jednaka je umnošku koeficijenta otpora trenja klizanja  $f_{kl}$ , vertikalnog opterećenja kotača  $G_k$  i sinusa kuta bočnog klizanja  $\sin\alpha$ ), odnosno pneumatik proklizava u poprečnom smjeru jer cijela dodirna površina postaje područje klizanja uslijed čega vozilo gubi poprečnu stabilnost.

Kao mjera kojom se opisuju karakteristike pneumatika pri kružnom gibanju, a koja omogućava uspoređivanje ponašanje različitih pneumatika, definiran je parametar pod nazivom faktor otpora bočnom skretanju pneumatika ili koeficijent bočne krutosti  $C_\alpha$  (engl. *cornering stiffness*). Faktor otpora bočnom skretanju predstavlja nagib krivulje sa slike 2.17, a s obzirom da je odnos bočne sile trenja i kuta bočnog klizanja pri malim vrijednostima kuta linearan, tada vrijedi odnos prikazan izrazom (2.13). Pri tome je u izraz uvršten minus kako bi se dobila pozitivna vrijednost  $C_\alpha$  jer prema SAE konvenciji pozitivni kut bočnog klizanja daje negativnu poprečnu silu trenja.

$$C_{\alpha} = -\frac{F_y}{\alpha} \quad (2.13)$$

Bočna krutost pneumatika ovisi o brojnim čimbenicima kao što su veličina i vrsta pneumatika (radijalni ili dijagonalni), obilježja strukturnih elemenata pneumatika (broj niti karkase i kut niti pojasa pneumatika) te širina gazeće površine pneumatika. Osim samih obilježja pneumatika, bitno je i stanje pneumatika odnosno vertikalno opterećenje te inflacijski tlak, čiji utjecaj je prikazan na slici 2.18. Pri tome je tlak zraka u pneumatiku izražen u angloameričkim jedinicama funta sile po kvadratnom palcu s oznakom psi (engl. *pound per square inch*), za koju vrijedi odnos: 1 psi = 6.89476 kPa. Vertikalno opterećenje kotača izraženo je u jedinicama funte (engl. *pound*) s oznakom lb (lat. *libra*), za koju vrijedi odnos: 1 lb = 0.45359 kg.

Povećavanje tlaka zraka u pneumatiku rezultira porastom bočne krutosti kod pneumatika osobnih vozila, pri čemu je općenito  $C_{\alpha}$  veći za radijalne nego za dijagonalne pneumatike. Iako bočna krutost pneumatika za određeni kut bočnog klizanja raste s povećavanjem vertikalnog opterećenja na kotaču, njihov odnos nije proporcionalan. Najveća vrijednost  $C_{\alpha}$  dostiže se pri tzv. nazivnom opterećenju pneumatika, odnosno najvećem opterećenju koje pneumatik može podnijeti pri određenoj nazivnoj brzini i određenom tlaku zraka (koje propisuje proizvođač). Daljnji porast opterećenja rezultira smanjenjem  $C_{\alpha}$ . Pri tome se može uočiti da su općenito vrijednosti  $C_{\alpha}$  veće kod većih promjera naplatka kotača (izražen u colima ili inčima 1" = 25.4 mm) te kod pneumatika s manjim postotkom visine poprečnog presjeka (60 znači da je visina 60% širine, kao što je označeno na slici 2.18, b).



**Slika 2.18** Utjecajni čimbenici na bočnu krutost pneumatika: a) tlak zraka, b) vertikalno opterećenje [42]

### 2.2.5 Istovremeno djelovanje sile trenja u uzdužnom i poprečnom smjeru

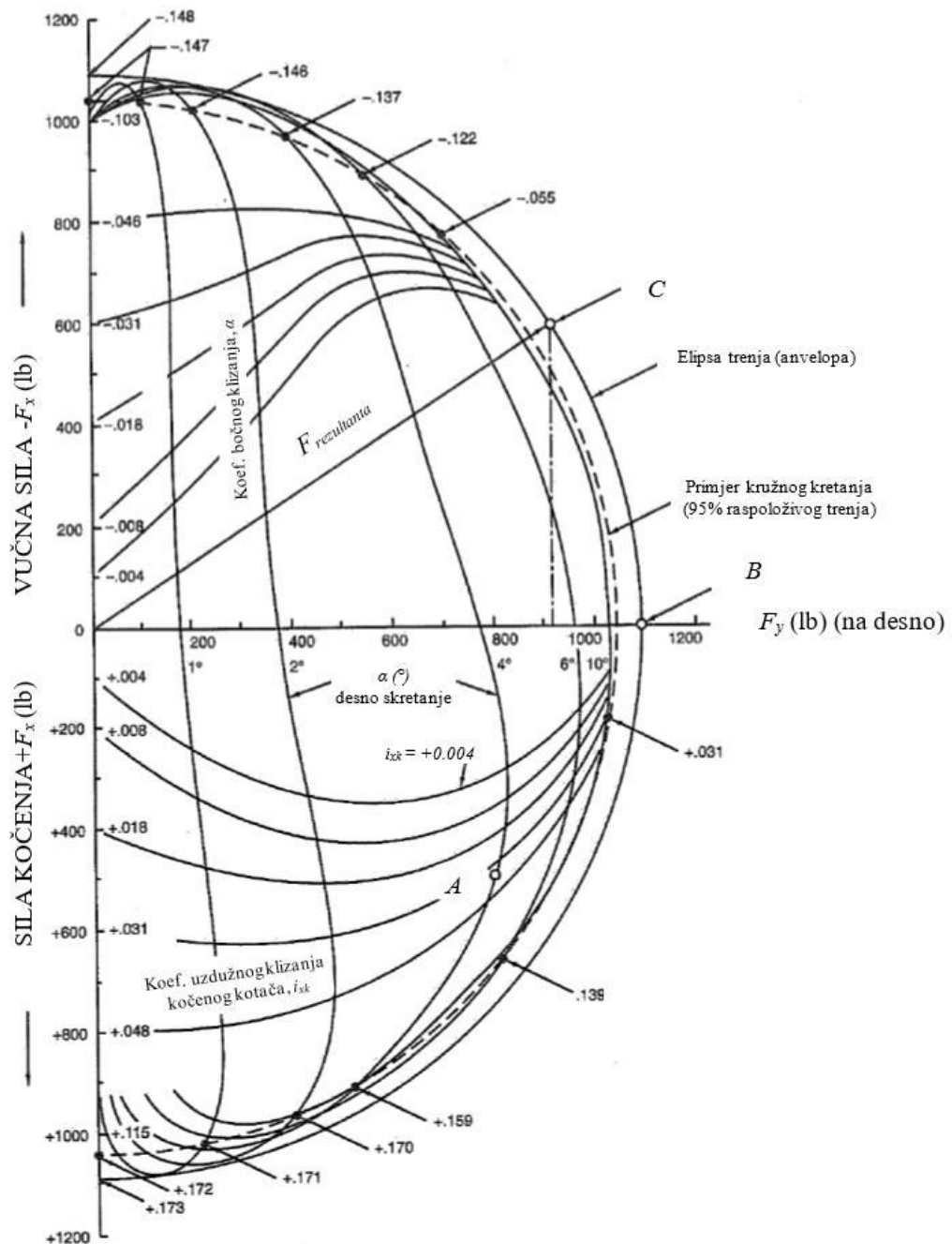
Kada na dodirnoj površini pneumatika i podloge istovremeno djeluju uzdužne i poprečne sile trenja, njihove vrijednosti znatno se razlikuju od onih kod pojedinačnog djelovanja. U stvarnosti su takve situacije vrlo česte, npr. kočenje ili ubrzavanje pri kružnom gibanju. Aktiviranje klizanja u uzdužnom smjeru, odnosno tangencijalno ubrzavanje ili usporavanje dovodi do smanjenja raspoložive vrijednosti poprečne sile trenja i obrnuto, primjena poprečne sile smanjuje raspoloživu silu trenja u uzdužnom smjeru.

Odnos sile trenja u uzdužnom i poprečnom smjeru može se prikazati pomoću tzv. elipse trenja (Slika 2.19). Na temelju eksperimentalnih podataka izrađene su krivulje odnosa poprečnih  $F_y$  i uzdužnih sile trenja  $F_x$  za određene vrijednosti kuta bočnog klizanja  $\alpha$  i koeficijenta uzdužnog klizanja kočenog kotača  $i_{xk}$ . Pri tome je prikazan samo desni dio dijagrama za pozitivne vrijednosti poprečne sile trenja koje se odnose na desna skretanja. Dijagram je izrađen na temelju podataka zabilježenih na kotaču osobnog vozila s masom od 400 kg pri brzini od 20 km/h. Iako se navedeni uvjeti pneumatika bitno razlikuju od onih operativnih, odnos uzdužnih i poprečnih sile ne mijenja se značajno. Također, dijagram sa slike 2.19. koji se odnosi na ponašanje kotača, konceptualno je sličan dijagramu elipse trenja za cijelo vozilo.

Uvjeti koje opisuje točka u ishodištu koordinatnog sustava dijagrama elipse trenja predstavljaju jednoliko pravocrtno gibanje, odnosno slobodno kotrljanje bez uzdužne vučne sile, pri čemu su kut bočnog klizanja i poprečna sila trenja nula. Pomicanjem na desno po horizontalnoj osi, poprečna sila se povećava u skladu s porastom odgovarajućeg kuta bočnog klizanja, a promatrajući samo horizontalnu os, vidljiv je odnos poprečne sile i kuta bočnog klizanja (bez djelovanja vučne sile ili sile kočenja).

Vertikalna os predstavlja uzdužne sile na dodiru pneumatika i podloge uz odgovarajuće koeficijente klizanja, pri čemu su sile kočenja označene na donjoj strani dijagrama ( $+F_x$ ), dok gornji dio predstavlja vučne sile ( $-F_x$ ) (suprotno od *SAE* konvencije). S obzirom da na dijagramu sile kočenja imaju pozitivni predznak, i koeficijenti uzdužnog klizanja odnose se na kočeni kotač, odnosno radi se o koeficijentu klizanja definiranom izrazom (2.10).

Anvelopa svih krivulja s dijagrama, odnosno tzv. kružnica trenja predstavlja približnu granicu raspoloživog trenja, odnosno najveću sveukupnu silu koja se u određenim uvjetima može generirati na dodiru pneumatika i kolnika. S obzirom da karakteristike pneumatika nisu iste u oba smjera, krivulja anvelope kod većine kotača ima oblik elipse pa se vrlo često govori o elipsi trenja.



Slika 2.19 Dijagram elipse trenja [43]

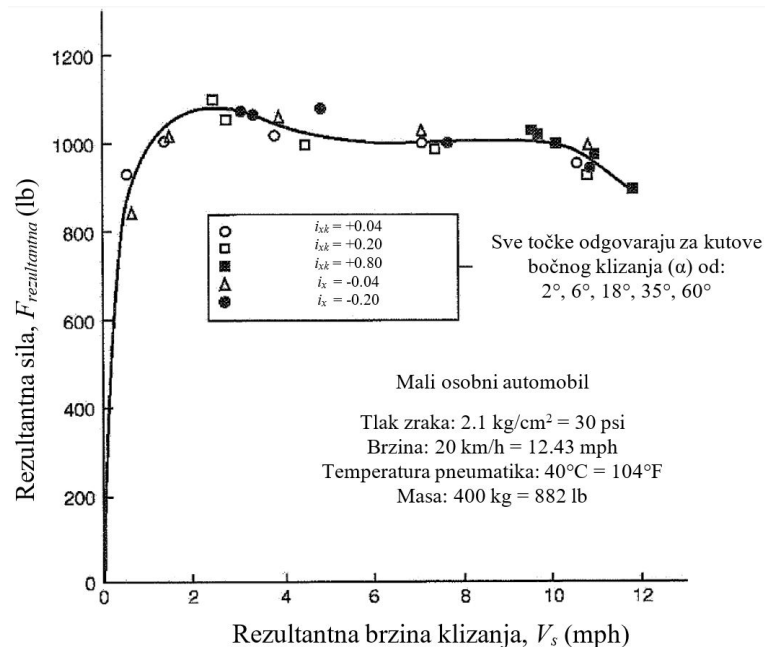
Uvjeti koje opisuju točke unutar elipse trenja predstavljaju istovremeno djelovanje uzdužnih i poprečnih sila trenja. Na primjer, točka A sa slike 2.19 predstavlja silu na dodiru pneumatika i podloge uslijed kuta bočnog klizanja od  $4^\circ$  te koeficijenta uzdužnog klizanja kočenog kotača od  $+0.036$ . Odnosno, očitavanjem vrijednosti sila s horizontalne i vertikalne osi, radi se o istovremenom djelovanju poprečne sile trenja u iznosu od 800 lb (3559 N) te sile kočenja od 500 lb (2224 N). Točka B pak predstavlja uvjete na granici raspoloživog trenja uslijed čega se na dodiru pneumatika i kolnika generira čista poprečna sila trenja u iznosu od 1100 lb (4893 N) pri

najvećem mogućem kutu bočnog klizanja (u ovome slučaju radi se o  $\alpha = 13^\circ$ , iako ta krivulja nije označena na dijagramu). U slučaju da istovremeno djeluje i vučna sila od 600 lb (2669 N), vrijednost raspoložive poprečne sile smanjuje sa na oko 920 lb (4092 N), što je prikazano točkom C. Pri tome je vektorska suma poprečnih i vučnih sila ( $F_{rezultanta}$ ) još uvijek na granici elipse trenja, odnosno 1100 lb (4893 N). Rezultantna sila na dodiru pneumatika i podloge može se odrediti iz pravokutnog trokuta sa slike 2.19:

$$F_{rezultanta}^2 = F_x^2 + F_y^2 \quad (2.14)$$

Iako se međudjelovanje pneumatika i kolnika uobičajeno razmatra u smislu uzdužnih i poprečnih sila, odnosno uzdužnog klizanja i kuta bočnog klizanja, u realnom kontaktu zapravo se realizira samo jedna sila i ostvaruje se jedna brzina klizanja. Odnos rezultantne sile i rezultantne brzine klizanja obično ima oblik kao na slici 2.20, pri čemu je rezultantna brzina izražena u jedinicama milja na sat (engl. *miles per hour*) s oznakom mph za koje vrijedi odnos: 1 mph = 1.60934 km/h.

Upravo uslijed prikazanog odnosa sa slike 2.20, krivulje pojedinih kutova bočnog klizanja s dijagrama elipse trenja (Slika 2.19) imaju zaobljene krajeve približavajući se vertikalnoj osi. Takav oblik krivulja pokazuje da je pri određenim uvjetima došlo do prekoračenja najvećeg odnosa rezultantne sile i rezultantne brzine klizanja, nakon čega vrijednost sile opada.



**Slika 2.20** Odnos rezultantne sile i rezultantne brzine klizanja na dodiru pneumatika i podloge [43]

Koncept elipse trenja temelji se na pretpostavci da do potpunog proklizavanja pneumatika može doći u bilo kojem smjeru ukoliko rezultanta uzdužne i poprečne komponente prekorači raspoloživu vrijednost trenja [32], što se može prikazati i jednadžbom elipse trenja:

$$\left(\frac{F_x}{F_{x,max}}\right)^2 + \left(\frac{F_y}{F_{y,max}}\right)^2 = 1 \quad (2.15)$$

gdje je  $F_{x,max}$  (N) najveća uzdužna sila trenja kada je  $F_y = 0$ , a  $F_{y,max}$  (N) najveća poprečna sila trenja kada je  $F_x = 0$ .

S obzirom da se raspoloživo trenje na dodiru pneumatika i podloge može prikazati i pomoću koeficijenta otpora trenja, koji odgovara kvocijentu sile trenja i vertikalnog opterećenja, sljedeći izraz također predstavlja jednadžbu elipse trenja:

$$\left(\frac{f_x}{f_{x,max}}\right)^2 + \left(\frac{f_y}{f_{y,max}}\right)^2 = n^2 \leq 1 \quad (2.16)$$

gdje su  $f_x$  i  $f_y$  koeficijent potrebnog uzdužnog/poprečnog otpora trenja,  $f_{x,max}$  je najveći koeficijent uzdužnog otpora trenja kada je  $f_y = 0$ ,  $f_{y,max}$  je najveći koeficijent poprečnog otpora trenja kada je  $f_x = 0$ , a  $n$  predstavlja stupanj iskorištenosti raspoložive vrijednosti trenja.

Dokle god postoji rezerva trenja na kontaktu pneumatika i površine kolnika, odnosno dok se vrijednosti trenja u uzdužnom i poprečnom smjeru nalaze unutar granica elipse trenja, stupanj iskorištenosti  $n$  manji je od 1. Kada se prekorače rezerve trenja, vrijednost stupnja iskorištenosti postaje veća od 1, a rezultanta uzdužne i poprečne komponente prelazi granice elipse trenja te dolazi do proklizavanja.

### 2.3 Utjecaj karakteristika upravljivosti na ponašanje vozila u krivini

Upravlјivost vozila predstavlja mjeru podudaranja stvarnog smjera kretanja vozila sa smjerom definiranim kutom zakretanja kotača. Pri tome postoje dvije osnovne funkcije upravljivosti: prva je kontrola smjera vozila, a druga je sposobnost stabiliziranja smjera kretanja s obzirom na vanjske smetnje [32].

Kada se govori o karakteristikama upravljivosti vozila, prikladno je započeti s analizom kružnog gibanja pri malim brzinama. Uslijed malih brzina, pneumatici se ne deformiraju u bočnom smjeru ( $\alpha = 0$ ), odnosno u kontaktnoj zoni ne generiraju se poprečne sile. Kako bi se postiglo kotrljanje kotača uslijed kružnog gibanja bez bočnog deformiranja pneumatika, svaki kotač treba pratiti putanju određenog polumjera na način da se centar tih kružnih putanji nalazi u jednoj točki (Slika 2.21). Drugim riječima, osi vrtnje prednjih kotača moraju se sjeći u produžetku

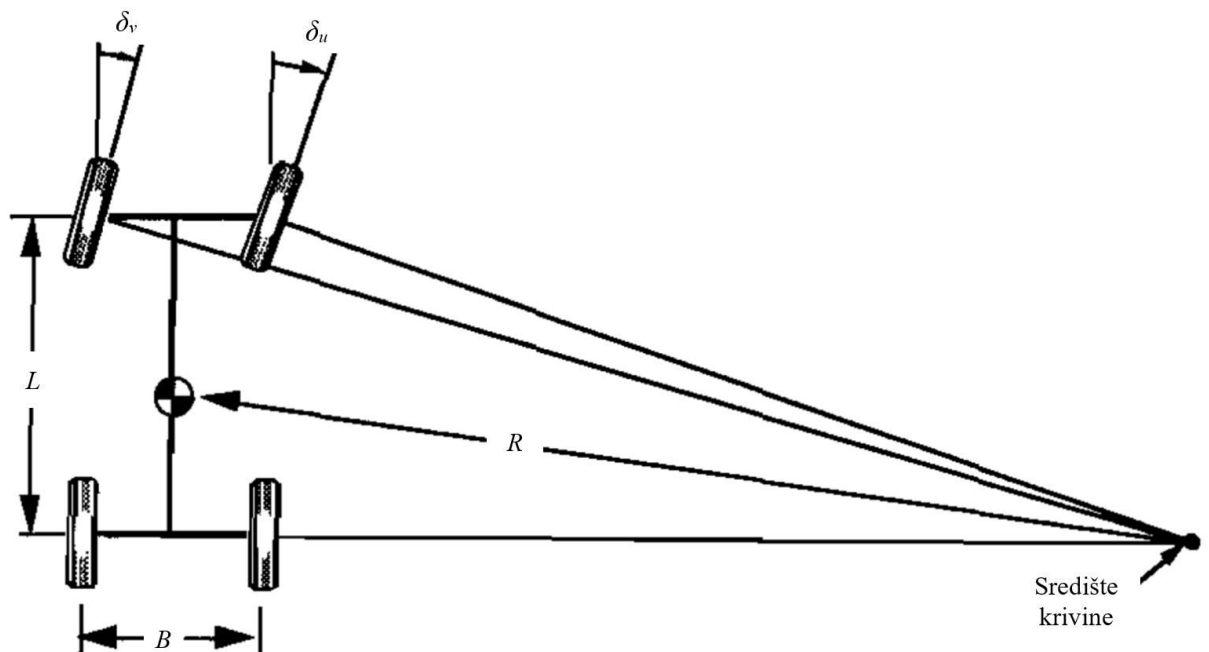
osi stražnjih kotača. Da bi, usprkos različitoj udaljenosti od središta krivine, kotači opisivali koncentrične kružnice, kut zakretanja unutarnjeg kotača  $\delta_u$  (engl. *steering angle*) mora biti veći od kuta zakretanja vanjskog kotača  $\delta_v$ . U suprotnome bi se na svakome od pneumatika ostvarivao određeni kut bočnog klizanja, njihov kontakt s podlogom bio bi slabiji, a i trošenje pneumatika bilo bi izraženije [42]. Time bi upravljanje vozilom bilo nepredvidljivo i s oscilacijama. Idealni kutovi zakretanja prednjih kotača ostvaruju se uslijed geometrije prikazane na slici 2.21 (uz pretpostavku o malim kutovima  $\delta \cong \sin \delta$ ):

$$\delta_v \cong \frac{L}{(R+B/2)} \quad (2.17)$$

$$\delta_u \cong \frac{L}{(R-B/2)} \quad (2.18)$$

S obzirom da se navedeno načelo pravilnog upravljanja naziva Ackermanovo načelo, odnosno Ackermanova geometrija upravljanja, i prosječni kut zaokreta prednjih kotača također se definira kao Ackermanov kut:

$$\delta = \frac{L}{R} \quad (2.19)$$

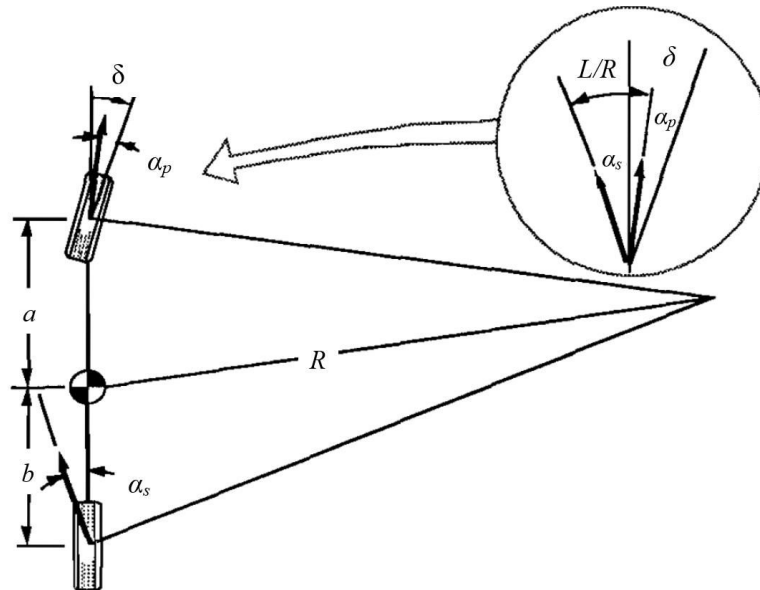


Slika 2.21 Ackermanova geometrija upravljanja [42]

Pri kružnom gibanju vozila većim brzinama vožnje, pneumatiki se bočno deformiraju, odnosno na dodiru pneumatika i površine kolnika generiraju se bočne sile trenja. Pri tome će se na svakom pneumatiku realizirati određeni kut bočnog klizanja. U svrhu pojednostavljenja analize kružnog gibanja, vozilo se vrlo često zamjenjuje jednostavnijim modelom, tzv. bicikl-modelom

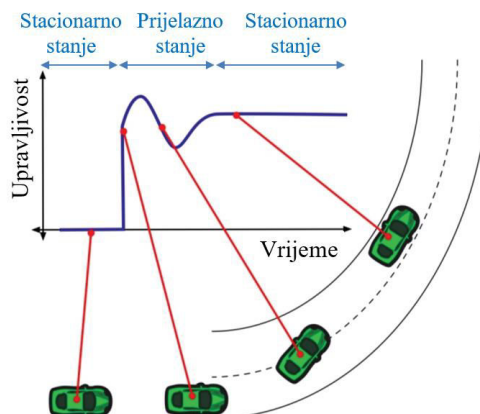


kod kojega se osovina svodi na jedan kotač s dvostrukim faktorom otpora bočnom skretanju  $C_\alpha$  (Slika 2.22).



Slika 2.22 Kružno gibanje vozila prikazano bicikl-modelom [42]

Karakteristike upravljivosti vozila uvelike ovise o odnosu kutova bočnog klizanja prednjih i stražnjih pneumatika  $\alpha_p$  i  $\alpha_s$ . Pri tome postoje dva stanja upravljivosti: stacionarno i prijelazno. Na slici 2.23 prikazano je ponašanje vozila u vremenu uslijed promjene traka, pri čemu su na ordinati označene vrijednosti zaokreta vozila oko njegove ravnine simetrije. Stacionarno stanje upravljivosti odnosi se na ponašanje vozila uslijed kružnog gibanja pod konstantnim uvjetima. Primjer stacionarnog stanja je kružno gibanje vozila putanjom konstantnog polumjera jednolikom uzdužnom brzinom. Prijelazno stanje upravljivosti predstavlja prijelaz iz pravocrtnog u kružno gibanje (ili obrnuto), prilikom čega se brzina i polumjer putanje mijenjaju u vremenu. Pri tome se kutna i bočna brzina vozila povećavaju od nule do njihovih vrijednosti u stacionarnom stanju.



Slika 2.23 Ponašanje vozila pri različitim stanjima upravljivosti [29]

Analiza kružnog gibanja vozila uslijed stacionarnog stanja pri umjerenim i velikim brzinama vožnje znatno je složenija od analize za male brzine. Iz geometrije sa slike 2.22, može se definirati odnos između kuta zaokreta prednjeg kotača  $\delta_p$  (rad), polumjera  $R$  (m), međuosovinskog razmaka  $L$  (m) te kutova bočnog klizanja prednjih i stražnjih pneumatika,  $\alpha_p$  (rad) i  $\alpha_s$  (rad):

$$\delta_p = \frac{L}{R} + \alpha_p - \alpha_s \quad (2.20)$$

Izraz (2.20) često se izražava i u jedinicama stupnjeva:

$$\delta_p = 57.3 \cdot \frac{L}{R} + \alpha_p - \alpha_s \quad (2.21)$$

Navedeni izrazi pokazuju da kut zakretanja prednjih kotača  $\delta_p$  potreban za ostvarivanje određenog kružnog gibanja, uz polumjer  $R$ , ovisi i o kutovima bočnog klizanja na prednjim i stražnjim pneumaticima,  $\alpha_p$  i  $\alpha_s$ . Pri tome kutovi bočnog klizanja ovise o poprečnim silama trenja na dodiru pneumatika i podloge te o koeficijentima bočne krutosti pneumatika, kako je definirano izrazom (2.14). Poprečne sile trenja na prednjim i stražnjim pneumaticima ( $F_{y,p}$  i  $F_{y,s}$ ) mogu se odrediti iz uvjeta dinamičke ravnoteže oko težišta vozila:

$$F_{y,p} = \frac{G}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{b}{L} \quad (2.22)$$

$$F_{y,s} = \frac{G}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{a}{L} \quad (2.23)$$

gdje je  $G$  (N) ukupna težina vozila,  $V$  (m/s<sup>2</sup>) uzdužna ili translacijska brzina vozila,  $g = 9.81$  (m/s<sup>2</sup>) gravitacijsko ubrzanje te  $a$  i  $b$  (m) udaljenost prednjih odnosno stražnjih kotača od težišta vozila (Slika 2.22).

Ukupna težina vozila  $G$  u stanju mirovanja raspodjeljuje se na prednju i stražnju osovinu odnosno na prednje i stražnje kotače bicikl-modela, u skladu s udaljenostima  $a$  i  $b$ :

$$G_p = \frac{G \cdot b}{2 \cdot L} \quad (2.24)$$

$$G_s = \frac{G \cdot a}{2 \cdot L} \quad (2.25)$$

Uzimajući u obzir definirane veličine, mogu se odrediti kutovi bočnog klizanja na prednjoj i stražnjoj osovini:

$$\alpha_p = \frac{F_{yp}}{2 \cdot C_{\alpha p}} = \frac{G_p}{C_{\alpha p}} \cdot \frac{V^2}{g \cdot R} \quad (2.26)$$

$$\alpha_s = \frac{F_{ys}}{2 \cdot C_{\alpha s}} = \frac{G_s}{C_{\alpha s}} \cdot \frac{V^2}{g \cdot R} \quad (2.27)$$

gdje su  $C_{\alpha p}$  i  $C_{\alpha s}$  koeficijenti bočne krutosti pneumatika prednjih odnosno stražnjih kotača. Uvrštavanjem izraza (2.26) i (2.27) u (2.20), dobije se:

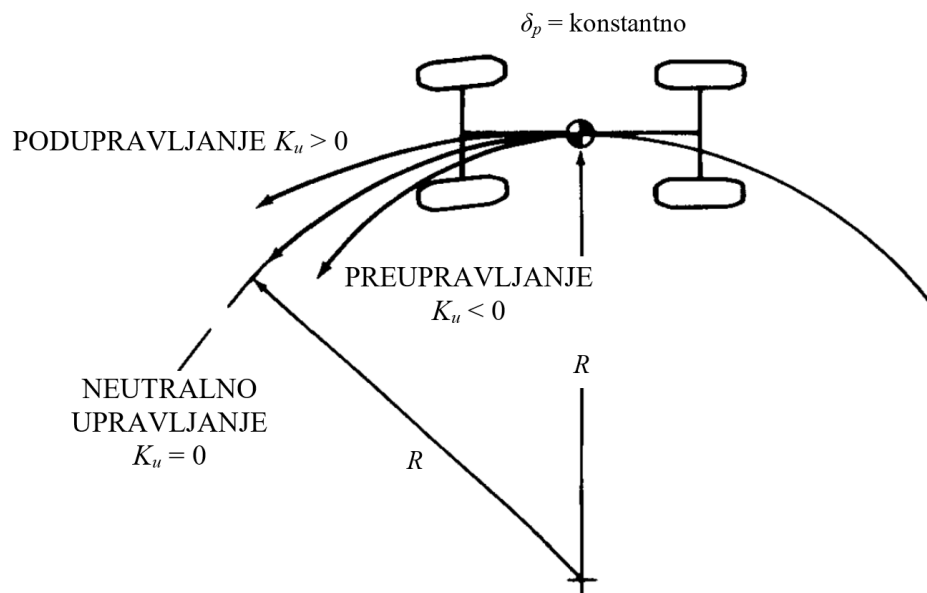
$$\delta_p = \frac{L}{R} + \left( \frac{G_p}{C_{\alpha p}} - \frac{G_s}{C_{\alpha s}} \right) \cdot \frac{V^2}{g \cdot R} \quad (2.28)$$

Navedeni izraz često se zapisuje i u skraćenom obliku:

$$\delta_p = \frac{L}{R} + \frac{K_u}{g} \cdot a_y \quad (2.29)$$

gdje je  $K_u$  (rad) faktor podupravljanja,  $a_y$  ( $\text{m/s}^2$ ) bočno ubrzanje (koje odgovara centripetalnom ubrzanju).

Ovisno o relativnim vrijednostima prednje i stražnje bočne krutosti pneumatika te raspodjeli masa, postoje tri moguća slučaja ponašanja vozila za raspone vrijednosti faktora podupravljanja  $K_u$ : neutralno upravljanje, podupravljanje i preupravljanje (Slika 2.24).

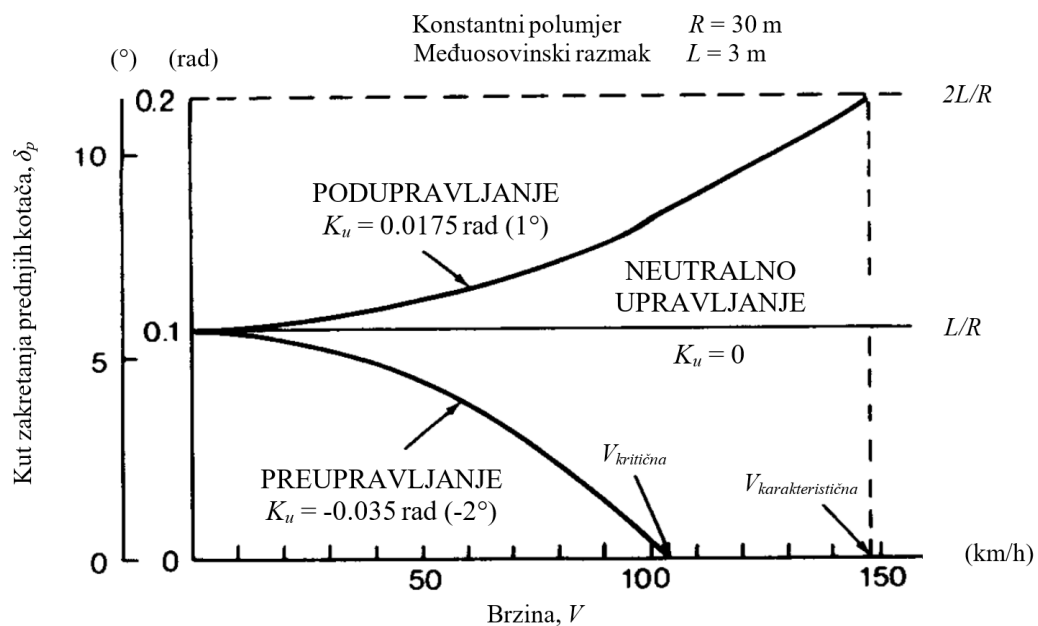


**Slika 2.24** Putanje vozila uslijed neutralnog upravljanja, podupravljanja i preupravljanja pri konstantnom odklonu mehanizma za upravljanje [32]

Kod neutralnog upravljanja, faktor podupravljanja je nula ( $K_u = 0$ ) zbog jednakih kutova bočnog klizanja prednjih i stražnjih pneumatika ( $\alpha_p = \alpha_s$  i  $G_p/C_{\alpha p} = G_s/C_{\alpha s}$ ). Pri tome kut zaokreta prednjih kotača  $\delta_p$  odgovara Ackermanovom kutu zaokreta prikazanog izrazom (2.19). U slučaju neutralnog upravljanja u krivini konstantnog polumjera, nije potrebna promjena kuta skretanja pri promjeni brzine vozila  $V$ . Ukoliko se pri tome radi o većim brzinama vožnje, na svim pneumaticima vozila razvit će se jednaki kutovi bočnog klizanja.

U slučaju podupravljanja, faktor podupravljanja veći je od nule ( $K_u > 0$ ) zbog većeg kuta bočnog klizanja na pneumaticima prednjih kotača u odnosu na stražnje kotače ( $\alpha_p > \alpha_s$  i  $G_p/C_{ap} > G_s/C_{as}$ ). Pri podupravljanju u krivini konstantnog polumjera, kut skretanja se mora povećavati uslijed porasta brzine (proporcionalno s  $K_u \cdot a_y$ ). Drugim riječima, uslijed ubrzavanja pri konstantnom kutu skretanja, polumjer putanje se povećava, kao što je prikazano na slici 2.24. Uslijed istog kuta skretanja i uzdužne brzine, polumjer putanje vozila pri podupravljanju veći je od polumjera vozila neutralnog upravljanja. Za slučaj podupravljanja može se definirati tzv. karakteristična brzina  $V_{karakteristična}$  koja predstavlja brzinu pri kojoj je  $\delta_p = 2 \cdot L/R$  (Slika 2.25).

Uslijed preupravljanja, kut bočnog klizanja na pneumaticima prednjih kotača manji je u odnosu na stražnje kotače ( $\alpha_p < \alpha_s$  i  $G_p/C_{ap} < G_s/C_{as}$ ) pa je i faktor podupravljanja manji od nule ( $K_u < 0$ ). Kod preupravljanja u krivini konstantnog polumjera, kut skretanja mora se smanjivati pri povećavanju uzdužne brzine. U slučaju preupravljanja vozila, uslijed ubrzavanja pri konstantnom kutu skretanja, polumjer putanje se smanjuje (Slika 2.24). Uslijed istog kuta skretanja i uzdužne brzine, polumjer putanje vozila pri preupravljanju manji je od polumjera vozila neutralnog upravljanja. Za slučaj preupravljanja može se definirati tzv. kritična brzina  $V_{kritična}$  koja predstavlja brzinu pri kojoj je  $\delta_p = 0$  (Slika 2.25).



**Slika 2.25** Odnos kuta zaokreta prednjih kotača  $\delta_p$  i brzine vozila  $V$  uslijed neutralnog upravljanja, podupravljanja i preupravljanja [32]

Osnovni čimbenici o kojima najviše ovise karakteristike upravljivosti vozila su raspodjela težine na pojedine kotače, odnosno na pojedine osovine te bočna krutost pneumatika. Stoga je za vozila s pogonom na prednje kotače, kod kojih se veći udio težine vozila nalazi na prednjim

kotačima ( $G_p > G_s$ ), karakteristično podupravljanje. S druge strane, za vozila s pogonom na stražnje kotače karakteristično je preupravljanje. Također, promjene u raspodjeli težine uzrokovat će i promjene karakteristika upravljivosti. Na primjer, uslijed ubrzavanja pri kružnom gibanju, dolazi do prebacivanja težine na stražnje kotače pa kutovi bočnog klizanja pneumatika prednjih kotača postaju veći od kutova na pneumaticima stražnjih kotača ( $\alpha_p > \alpha_s$ ), odnosno vozilo dobiva karakteristike preupravljanja. Prilikom usporavanja u krivini dolazi do prebacivanja težine na prednje kotače uslijed čega su kutovi bočnog klizanja pneumatika stražnjih kotača veći od kutova prednjih kotača ( $\alpha_p < \alpha_s$ ) pa je za ovaj slučaj karakteristično podupravljanje.

## 2.4 Dinamika vozila

Dio mehanike kojim se proučava gibanje vozila po površini ceste naziva se dinamika vozila. Pri tome se razmatraju sile i momenti koji djeluju na vozilo pri različitim vrstama kretanja, a najznačajnija su vožnja u pravcu, kružno gibanje, ubrzavanje i kočenje [42]. Drugim riječima, svrha dinamike vozila je određivanje jednadžbi koje opisuju ponašanje vozila uslijed djelovanja sila i momenata primijenjenih na vozilo.

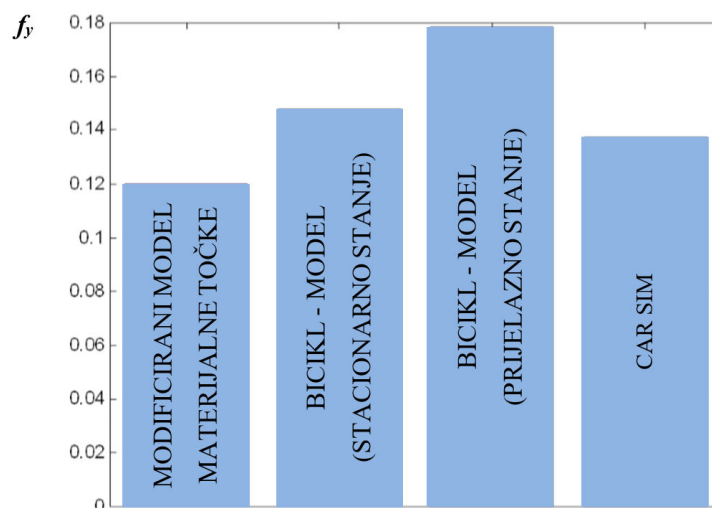
Ovisno o vrsti analize i potrebnoj razini točnosti, vozilo se može prikazati modelima različite kompleksnosti. Gibanje vozila je složeno te se analitičkim modeliranjem samo aproksimira njegovo stvarno ponašanje. Svaki model sadrži određene pretpostavke i pojednostavljenja kako bi se olakšao postupak rješavanja problema. Pri tome je veoma važno odabrati model dovoljno precizan s obzirom na zahtijevanu analizu, a opet, ne suviše kompleksan te pristupačan za primjenu. Odabir odgovarajućeg modela zahtjeva kompromis jednostavnosti, točnosti i lakoće korištenja te bi trebalo izbjegavati nepotrebnu složenost koja može usporiti proces i skrenuti naglasak na manje bitne učinke. Stoga će se u nastavku prikazati analitički modeli koji su korišteni u dosadašnjim istraživanjima u svrhu projektiranja elemenata horizontalnog toka trase te će se odabrati oni modeli za koje se smatra da odgovaraju problemima teme ovog doktorskog rada.

Najjednostavniji analitički model vozila jest model materijalne točke kod kojeg se vozilo promatra kao masa koncentrirana u težištu vozila. Jednostavni model materijalne točke temelj je svih smjernica za projektiranje elemenata horizontalnog toka trase. Uslijed određenih nedostataka osnovnog modela, u svrhu projektiranja horizontalnih krivina s većom razinom konzistencije, u posljednjih nekoliko desetljeća upotrebljavani su i složeniji modeli vozila kojima se realnije može

opisati stvarno ponašanje vozača [11, 28 - 31]. U navedenim istraživanjima korišteni su sljedeći složeniji modeli vozila:

- modificirani model materijalne točke;
- bicikl-model za stacionarno stanje gibanja;
- modificirani bicikl-model za prijelazno stanje gibanja;
- višedimenzionalni simulacijski modeli.

U sklopu istraživanja [28] analizirane su vrijednosti koeficijenata poprečnog otpora trenja prema svim prethodno navedenim modelima vozila te je pokazano da bicikl-model za prijelazno stanje daje najveće vrijednosti, dok je modificirani model materijalne točke rezultirao najnižim koeficijentima poprečnog otpora trenja (Slika 2.26). S obzirom na složenost proračuna i broj ulaznih parametara, višedimenzionalni simulacijski model (*CarSim*) svakako daje najrealnije rezultate, ali je suviše kompliciran za svrhu projektiranja ceste. Budući da je bicikl-model za stacionarno stanje rezultirao koeficijentima otpora trenja većeg iznosa nego višedimenzionalni model *CarSim*, može se zaključiti da je on znatno pouzdaniji za procjenu realnijih margina sigurnosti od osnovnog modela materijalne točke pri čemu sadrži čak i određenu rezervu sigurnosti.



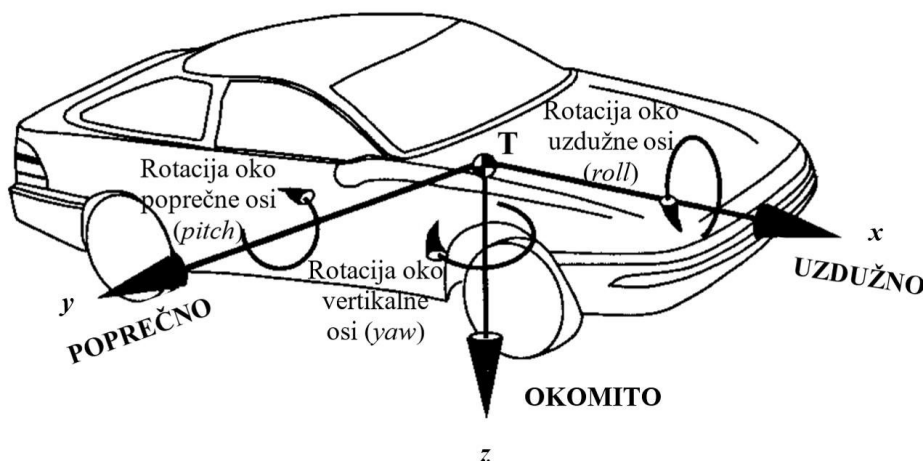
**Slika 2.26** Usporedba koeficijenata poprečnog otpora trenja za slučaj horizontalne krivine najmanjeg polumjera prema različitim modelima vozila ( $q = 9\%$ ,  $s = -9\%$ , usporenje  $-3.4 \text{ m/s}^2$ ,  $V = 97 \text{ km/h}$ ) [28]

Osnovni cilj primjene složenijih modela vozila u ovome radu jest preciznija procjena koeficijenata poprečnog otpora trenja u smislu utjecaja koji se modelom materijalne točke zanemaruju (uzdužni nagibi, operativna brzina, kritični polumjeri te promjena brzine u krivini). Iako je u sklopu istraživanja [28] izvršena analiza vrijednosti poprečnog otpora trenja prema različitim složenijim modelima vozila, navedena studija ograničena je samo na određenu

kombinaciju geometrijskih elemenata ceste. Naime, analizirane su samo krivine najmanjeg polumjera u padu, uz vožnju projektnom brzinom. S obzirom na rezultate istraživanja [28], za procjenu realnijih margina sigurnosti ovog doktorskog rada odabrani su modificirani model materijalne točke i bicikl-model za stacionarne uvjete, čiji će se rezultati, za različita stanja kretanja (ubrzanje, kočenje, uzdužne nagibe te operativne brzine), usporediti s rezultatima osnovnog modela materijalne točke. Stoga su u nastavku opisana osnovna obilježja sljedećih modela:

- model materijalne točke;
- modificirani model materijalne točke;
- bicikl-model za stacionarno stanje.

U svrhu prikaza jednadžbi gibanja vozila, potrebno je definirati odgovarajući koordinatni sustav. U ovome radu koristit će se koordinatni sustav vozila prema *SAE* konvenciji, kao što je prikazano na slici 2.27. Lokalni koordinatni sustav vozila je pravokutni koordinatni sustav kruto vezan za vozilo čije ishodište se nalazi u središtu mase vozila (težište), os  $x$  je usmjerena prema naprijed, os  $y$  prema desno, a os  $z$  je usmjerena prema dolje. Gibanje vozila je složeno pa je uobičajeno prikazati ga u tri osnovna smjera, s pripadajućim translacijama i rotacijama.



**Slika 2.27** Lokalni koordinatni sustav vozila prema *SAE* konvenciji [42]

U nastavku će se prikazati jednadžbe gibanja prema modelima vozila koji će se koristiti u ovome radu. Radi lakšeg razumijevanja, prvo će se definirati osnovna jednadžba gibanja prema drugom Newton-ovom zakonu koja u vektorskom obliku glasi:

$$\vec{F} = m \cdot \vec{a} \quad (2.30)$$

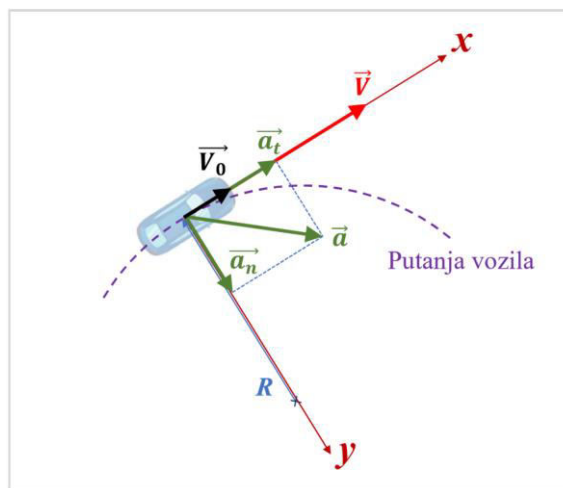
Brzina je vektorska veličina koja opisuje kojim intenzitetom i u kojem smjeru se neko tijelo giba. Vektor brzine ima svoj iznos ( $V$ ) i smjer koji je paralelan s tangentom na putanju kretanja tijela, a može se prikazati jediničnim vektorom  $\vec{V}_0$ . Bitno je naglasiti kako se kod analize stacionarnog stanja gibanja koristi pretpostavka da vektor brzine djeluje duž osi  $x$  lokalnog koordinatnog sustava vozila (Slika 2.28). Svako tijelo kojem se mijenja brzina u vremenu (po iznosu ili smjeru), ima ubrzanje. Stoga se ubrzanje može odrediti deriviranjem vektora brzine po vremenu:

$$\vec{a} = \frac{d\vec{v}}{dt} = \frac{d}{dt}(V \cdot \vec{V}_0) = \frac{dV}{dt} \cdot \vec{V}_0 + V \cdot \frac{d\vec{V}_0}{dt} = a_x \cdot \vec{i} + V \cdot \omega \cdot \vec{j} \quad (2.31)$$

Pri tome se vozilo giba kutnom brzinom konstantnog iznosa  $\omega = V/R$  pa se vektor ubrzanja može prikazati sljedećim izrazom:

$$\vec{a} = a_x \cdot \vec{i} + \frac{V^2}{R} \cdot \vec{j} \quad (2.32)$$

$$\vec{a} = \vec{a}_t + \vec{a}_n \quad (2.33)$$



**Slika 2.28** Komponente vektora ubrzanja pri kružnom gibanju vozila

Na slici 2.28 prikazane su komponente vektora ubrzanja pri kružnom gibanju vozila uz promjenu iznosa brzine. Vektor ubrzanja može se iskazati pomoću dvije komponente: tangencijalna i normalna. Tangencijalna komponenta ubrzanja ( $\vec{a}_t$ ) je projekcija vektora  $\vec{a}$  na tangentu putanje i predstavlja promjenu brzine po iznosu. Promjena smjera brzine u vremenu naziva se normalna komponenta ubrzanja ( $\vec{a}_n$ ) te predstavlja projekciju vektora ubrzanja na glavnu normalu, koja je okomita na tangentu i usmjerena prema središtu zakrivljenosti putanje. Normalna komponenta ubrzanja naziva se još i centripetalno ili radijalno ubrzanje.



Budući da se ovdje razmatra kretanje vozila konstantnom brzinom, i lokalni koordinatni sustav pričvršćen za vozilo pri pravocrtnom gibanju predstavlja inercijalni referentni sustav. Naime, koordinatni sustav koji miruje ili se giba jednoliko pravocrtno naziva se inercijalni sustav, a kada se promatra neki događaj u takvom sustavu, prvi Newton-ov zakon (zakon tromosti) izravno je primjenjiv. U slučaju gibanja vozila brzinom kojoj se mijenja smjer ili iznos, i lokalni koordinatni sustav vozila ubrzava odnosno usporava (u tangencijalnom ili radijalnom smjeru), što ga čini neinercijalnim referentnim sustavom. Stoga i tijelo koji se nalazi u neinercijalnom sustavu osjeća kao da postoji neka sila koja ga “gura“ prema nazad ili naprijed odnosno prema ili od središta zakrivljenosti. Zapravo tijelo nastoji zadržati pravocrtno gibanje (zakon tromosti), dok ga vozilo koje mijenja svoju brzinu (u iznosu ili smjeru), “gura“ prema naprijed odnosno prema centru zakrivljenosti. Taj utjecaj vozila tijelo osjeća kao djelovanje sile prema nazad odnosno od središta krivine. Zbog toga se za opisivanje gibanja vozila pomoću lokalnog neinercijalnog sustava uvode tzv. prividne sile (engl. *pseudo forces*), da bi se matematički zapisao uvjet “ravnoteže“ sila. Uz primjenu osnovne jednadžbe gibanja (izraz 2.30) prema drugom Newton-ovom zakonu, prividne sile uvijek su proporcionalne masi tijela, sa smjerom djelovanja suprotnom smjeru stvarnih gibanja. Tako se u slučaju centripetalnog ubrzanja u krivini uvodi prividna centrifugalna sila, iznosa jednakog centripetalnoj sili ( $m \cdot v^2/R$ ), ali sa smjerom djelovanja od centra zakrivljenosti. Stoga možemo reći kako centrifugalna sila “uravnotežuje“ stvarnu centripetalnu silu. Za slučaj tangencijalnog ubrzanja primjenjuje se prividna sila iznosa  $m \cdot a_x$  koja djeluje u težištu vozila duž osi  $x$  lokalnog koordinatnog sustava, u smjeru suprotnom od smjera ubrzanja. Za slučaj usporenja kočenjem, prividna uzdužna sila usmjerena je prema naprijed, odnosno u smjeru suprotnom od smjera usporenja.

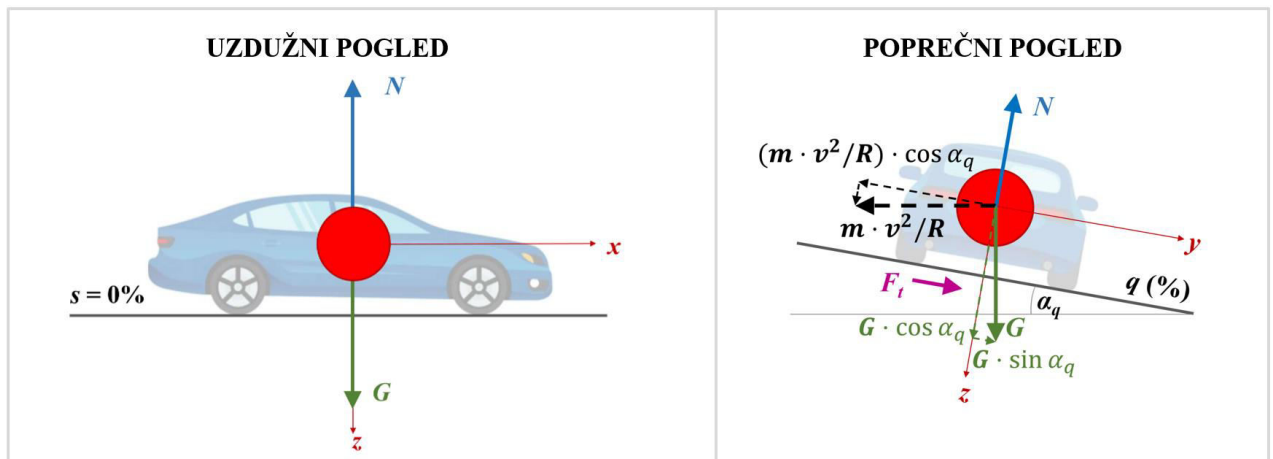
#### 2.4.1 Model materijalne točke

Postojeće smjernice za projektiranje elemenata horizontalnog toka trase zasnivaju se na jednostavnom modelu materijalne točke. U ovom najjednostavnijem modelu, vozilo se aproksimira materijalnom točkom koja se giba kružnom putanjom konstantnog polumjera i jednolikom brzinom. Budući da se kod svakog kružnog gibanja mijenja smjer vektora brzine, vozilo, odnosno materijalna točka ima kutno ubrzanje usmjereno prema središtu kružne putanje (centripetalno ubrzanje). U slučaju kružnog gibanja tijela konstantnom brzinom, to je jedina komponenta ubrzanja. Kada prilikom kružnog gibanja vozilo još i ubrzava ili usporava, odnosno ukoliko se mijenja i iznos brzine, tada nastaje i ubrzanje u uzdužnom smjeru. Kod modela materijalne točke zanemaruje se utjecaj ubrzanja odnosno usporenja ( $a_x = 0 \text{ m/s}^2$ ) te utjecaj

uzdužnog nagiba ( $s = 0\%$ ) pa na materijalnu točku djeluju sljedeće tri sile, kao što je prikazano na slici 2.29:

- normalna reakcija podloge  $N$  (N);
- težina vozila  $G$  (N);
- poprečna sila trenja  $F_t$  (N).

S obzirom da se gibanje vozila promatra u neinercijalnom lokalnom sustavu kruto vezanom za vozilo, osim stvarnih sila koje djeluju na materijalnu točku, na slici 2.29 prikazana je i prividna centrifugalna sila iznosa  $(m \cdot v^2/R)$ , usmjerena od središta krivine. Za slučaj gibanja vozila jednolikom brzinom, ne postoji ubrzanje odnosno usporenje pa i prividna sila u uzdužnom smjeru iznosi 0.



**Slika 2.29** Sile koje djeluju na vozilo prema modelu materijalne točke (uzdužni i poprečni pogled)

Prilikom određivanja sila koje djeluju na vozilo, u obzir je uzeta pretpostavka o malim kutovima ( $\cos \alpha_q \approx 1$ ,  $\sin \alpha_q \approx \tan \alpha_q \approx 0.01 \cdot q$ ) te je zanemarena komponenta centrifugalne sile okomita na površinu kolnika ( $m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \sin \alpha_q$ ) zbog male vrijednosti. Prema tome, “ravnoteža“ sila u smjeru osi  $y$  glasi:

$$\sum F_y = 0 \quad (2.34)$$

$$F_t + G \cdot \sin \alpha_q - m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \cos \alpha_q = 0 \quad (2.35)$$

“Ravnoteža“ sila u smjeru osi  $z$  je sljedeća:

$$\sum F_z = 0 \quad (2.36)$$

$$m \cdot g \cdot \cos \alpha_q + m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \sin \alpha_q - N = 0 \quad (2.37)$$

Sređivanjem navedenih jednadžbi dobiju se izrazi za poprečnu silu trenja  $F_t$  i normalnu reakciju podloge  $N$ :

$$F_t = m \cdot \frac{v^2}{R} - m \cdot g \cdot 0.01 \cdot q \quad (2.38)$$

$$N = m \cdot g \quad (2.39)$$

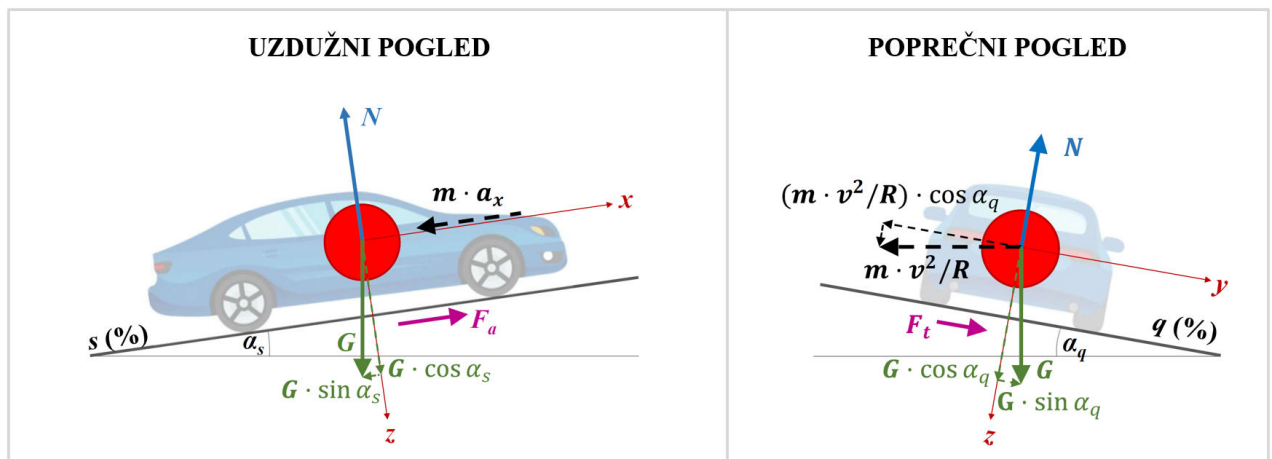
Nadalje, koeficijent poprečnog otpora trenja računa se kao kvocijent poprečne sile trenja i normalne reakcije podloge:

$$f_y = \frac{F_t}{N} \quad (2.40)$$

$$f_y = \frac{v^2}{g \cdot R} - 0.01 \cdot q \quad (2.41)$$

## 2.4.2 Modificirani model materijalne točke

Kod najjednostavnijeg modela materijalne točke zanemaruje se utjecaj promjene brzine u uzdužnom smjeru (ubrzanje ili usporenje) i utjecaj uzdužnog nagiba. Modifikacija osnovnog modela izvršena je u smislu uključivanja utjecaja promjene brzine u smjeru osi  $x$  te utjecaja uzdužnog nagiba. Osim sila koje su uzete u obzir osnovnim modelom materijalne točke ( $N$ ,  $G$  i  $F_t$ ), kod modificiranog modela materijalne točke na vozilo još djeluje i sila u smjeru osi  $x$ , odnosno sila ubrzanja  $F_a$  (usporenja kočenjem  $F_k$ ). Sve sile koje djeluju na vozilo u sklopu modificiranog modela materijalne točke prikazane su na slici 2.30.



**Slika 2.30** Sile koje djeluju na vozilo prema modificiranom modelu materijalne točke za slučaj uspona i ubrzanja (uzdužni i poprečni pogled)

Budući da je uobičajeno označavanje veličine uzdužnog nagiba na usponu s pozitivnim predznakom (pad s negativnim) kao i brojčane vrijednosti ubrzanja (usporenje s negativnim

predznakom), ovdje se odlučilo za prikaz sila u slučaju uspona i ubrzanja u uzdužnom smjeru. Na slici 2.30 prikazane su sile koje djeluju na vozilo kao i uvedene prividne sile smjera djelovanja suprotnog smjeru stvarnog gibanja. U slučaju ubrzanja u uzdužnom smjeru uvedena je prividna sila iznosa  $m \cdot a_x$ , a u smjeru osi  $y$  prividna centrifugalna sila iznosa  $m \cdot v^2/R$ . Pri izvodu jednadžbi gibanja korištena je pretpostavka o malim kutovima  $\alpha_s$  i  $\alpha_q$  ( $\cos \alpha_s \approx 1$ ,  $\cos \alpha_q \approx 1$ ,  $\sin \alpha_q \approx 0.01 \cdot q$ ) te je zbog male vrijednosti zanemarena komponenta centrifugalne sile okomita na površinu kolnika ( $m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \sin \alpha_q$ ). Nadalje, redom je izvršena “ravnoteža“ sila u smjeru osi  $x$ ,  $y$  i  $z$ :

$$\sum F_x = 0 \quad (2.42)$$

$$F_a - G \cdot \sin \alpha_s - m \cdot a_x = 0 \quad (2.43)$$

$$\sum F_y = 0 \quad (2.44)$$

$$F_t + G \cdot \sin \alpha_q - m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \cos \alpha_q = 0 \quad (2.45)$$

$$\sum F_z = 0 \quad (2.46)$$

$$G \cdot \cos \alpha_s \cdot \cos \alpha_q + m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \sin \alpha_q - N = 0 \quad (2.47)$$

Iz navedenih jednadžbi, dobiju se izrazi za silu ubrzanja  $F_a$ , poprečnu silu trenja  $F_t$  (koja je jednaka kao kod osnovnog modela materijalne točke i prikazana izrazom 2.38) te normalnu reakciju podloge  $N$ :

$$F_a = m \cdot a_x + m \cdot g \cdot 0.01 \cdot s \quad (2.48)$$

$$N = m \cdot g \quad (2.49)$$

Primjenom navedenih sila moguće je izračunati koeficijent uzdužnog otpora trenja  $f_x$ :

$$f_x = \frac{F_a}{N} \quad (2.50)$$

$$f_x = \frac{a_x}{g} + 0.01 \cdot s \quad (2.51)$$

Koeficijent poprečnog otpora trenja  $f_y$  jednak je kao prema osnovnom modelu materijalne točke (izraz 2.41).

### 2.4.3 Bicikl-model za stacionarno stanje gibanja

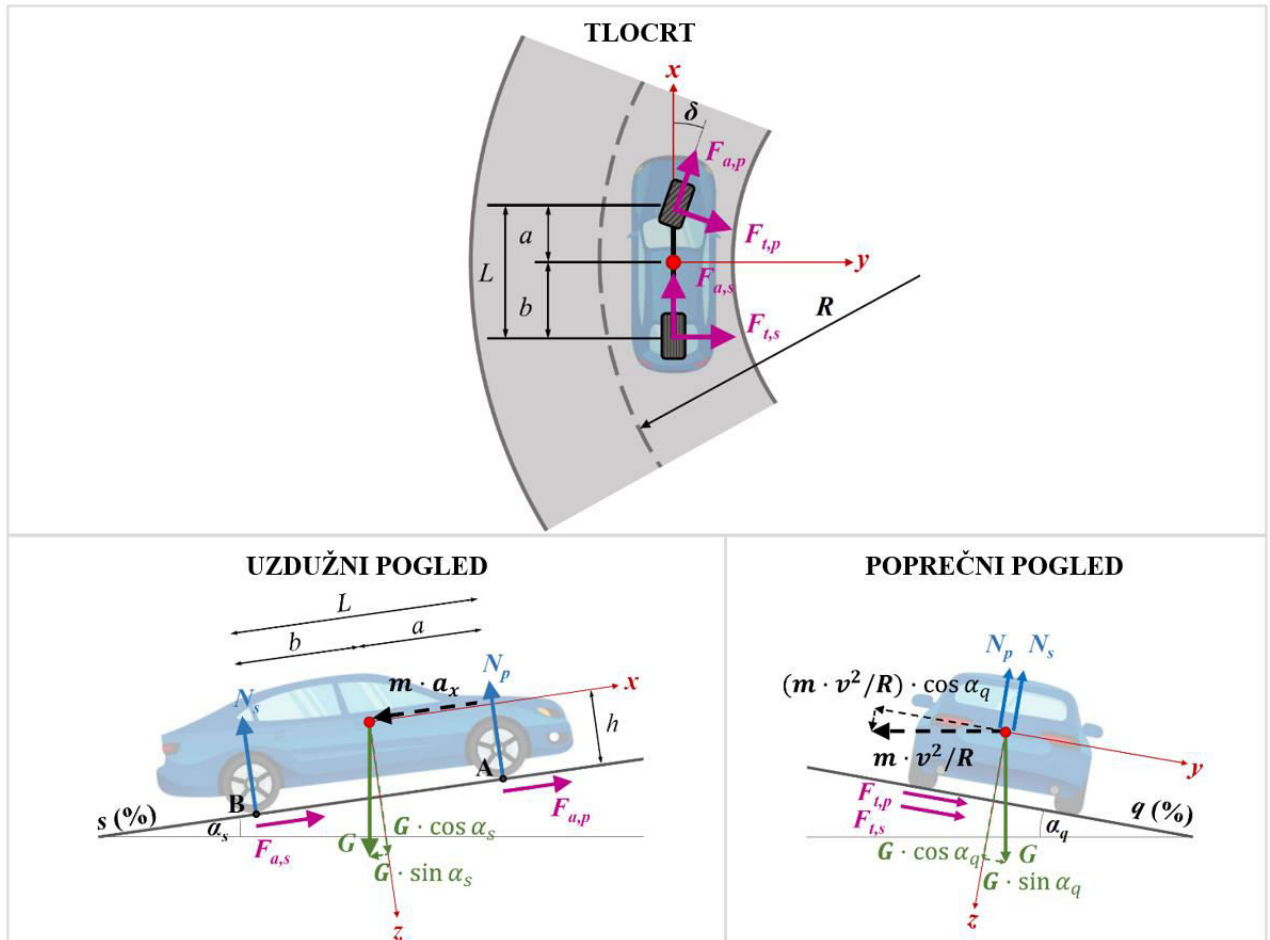
Model vozila složeniji od prethodno opisanih jest bicikl-model za stacionarno stanje (Slika 2.31). Kod bicikl-modela pojedina osovina aproksimira se jednim efektivnim kotačem. Na taj način uzima se u obzir nejednolika raspodjela sila na pojedinim osovinaama uslijed izvedbe vozila (vozilo na prednji ili stražnji pogon), uzdužnog nagiba te promjene brzine (ubrzavanje ili kočenje).

Primjena bicikl-modela za stacionarno stanje moguća je uz brojne pretpostavke i pojednostavljenja, a one najvažnije navedene su u nastavku [28]:

1. Nema bočnog prijenosa težine.
2. Vozilo je simetrično u odnosu na  $xz$  ravninu lokalnog koordinatnog sustava vozila.
3. Stražnji kotači uvijek su paralelni s linijom vozila.
4. Zanimaju se dinamički utjecaji rotacije vozila oko osi  $x$  (engl. *roll*) kao i rotacije vozila oko osi  $y$  (engl. *pitch*).
5. Zanimaju se otpor zraka i otpor kotrljanja kotača.
6. Ovjes vozila smatra se krutim i nepomičnim za vrijeme kružnog gibanja.
7. Uzdužno ubrzanje vozila  $a_x$  je konstantno.
8. Kutovi nagiba kolnika u uzdužnom i poprečnom smislu ( $\alpha_s$  i  $\alpha_q$ ) smatraju se dovoljno malima da se mogu koristiti pretpostavke o malim kutovima.

Kao što je prikazano na slici 2.31, na vozilo aproksimirano bicikl-modelom za stacionarno stanje, djeluju sljedeće sile:

- težina vozila  $G$  (N);
- normalna reakcija podloge na prednjim i stražnjim kotačima,  $N_p$  (N) i  $N_s$  (N);
- sila ubrzanja na prednjim odnosno stražnjim kotačima,  $F_{a,p}$  (N) i  $F_{a,s}$  (N);
- poprečna sila trenja prednjih i stražnjih kotača,  $F_{t,p}$  (N) i  $F_{t,s}$  (N).



**Slika 2.31** Sile koje djeluju na vozilo prema bicikl-modelu za stacionarno stanje gibanja za slučaj uspona i ubrzanja (tlocrt, uzdužni i poprečni pogled)

Kako bi se odredili izrazi za koeficijente otpora trenja, najprije je izvršena “ravnoteža“ sila u smjeru pojedinih osi lokalnog koordinatnog sustava vozila, uz primjenu prividnih sila u uzdužnom i poprečnom smjeru ( $m \cdot a_x$  odnosno  $m \cdot v^2/R$ ), slika 2.31. Kao i u prethodno opisanim modelima vozila, primijenjena je pretpostavka o malim kutovima za  $\alpha_s$  i  $\alpha_q$ , ali i za kut zakretanja prednjih kotača  $\delta$ . Zanemarena je komponenta centrifugalne sile okomita na površinu kolnika ( $m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \sin \alpha_q$ ) zbog male vrijednosti. Postupak proračuna pojednostavljen je i zanemarivanjem određenih komponenti sila na prednjoj osovini ( $F_{a,p} \cdot \sin \delta$  i  $F_{t,p} \cdot \sin \delta$ ) čije vrijednosti su relativno male u odnosu na ostale komponente, a znatno kompliciraju postupak rješavanja. Na slici 2.31 prikazane su komponente sila uz navedena pojednostavljena.

$$\sum F_x = 0 \quad (2.52)$$

$$F_{a,p} + F_{a,s} - G \cdot \sin \alpha_s - m \cdot a_x = 0 \quad (2.53)$$

$$F_{a,p} + F_{a,s} = m \cdot a_x + m \cdot g \cdot 0.01 \cdot s \quad (2.54)$$

$$\sum F_y = 0 \quad (2.55)$$

$$F_{t,p} + F_{t,s} + G \cdot \sin \alpha_q - m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \cos \alpha_q = 0 \quad (2.56)$$

$$F_{t,p} + F_{t,s} = m \cdot \frac{v^2}{R} - m \cdot g \cdot 0.01 \cdot q \quad (2.57)$$

$$\sum F_z = 0 \quad (2.58)$$

$$G \cdot \cos \alpha_s \cdot \cos \alpha_q + m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \sin \alpha_q - N_p - N_s = 0 \quad (2.59)$$

$$N_p + N_s = m \cdot g \quad (2.60)$$

Individualne sile  $N_p$  i  $N_s$  određuju se iz ravnoteže momenata oko dodirnih točaka stražnjih (B) odnosno prednjih kotača (A).

$$\sum M_B = 0 \quad (2.61)$$

$$N_p \cdot L - G \cdot \cos \alpha_s \cdot b + G \cdot \sin \alpha_s \cdot h + m \cdot a_x \cdot h = 0 \quad (2.62)$$

$$N_p = m \cdot g \cdot \left( \frac{b}{L} - 0.01 \cdot s \cdot \frac{h}{L} \right) - m \cdot a_x \cdot \frac{h}{L} \quad (2.63)$$

$$\sum M_A = 0 \quad (2.64)$$

$$N_s \cdot L - G \cdot \cos \alpha_s \cdot a - G \cdot \sin \alpha_s \cdot h - m \cdot a_x \cdot h = 0 \quad (2.65)$$

$$N_s = m \cdot g \cdot \left( \frac{a}{L} + 0.01 \cdot s \cdot \frac{h}{L} \right) + m \cdot a_x \cdot \frac{h}{L} \quad (2.66)$$

Pri ubrzavanju dolazi do dinamičkog prijenosa težine s prednjih na stražnje kotače vozila razmjerno s veličinom ubrzanja  $a_x$ , što je jasno vidljivo iz navedenih izraza (2.63) i (2.66). Naime, opterećenje na pojedinoj osovini sastoji se od statičkog dijela (kada se vozilo nalazi u mirovanju) i dinamičkog dijela (uslijed promjene brzine vozila). Prilikom usporavanja kočenjem situacija je obrnuta, odnosno težina se prenosi sa stražnjih na prednje kotače.

Poprečne sile trenja na prednjim i stražnjim kotačima ( $F_{t,p}$  i  $F_{t,s}$ ) mogu se odrediti iz ravnoteže momenata oko osi z:

$$F_{t,p} \cdot a = F_{t,s} \cdot b \quad (2.67)$$

$$\frac{F_{t,p}}{F_{t,p} + F_{t,s}} = \frac{b}{L} \quad (2.68)$$

$$F_{t,p} = m \cdot \frac{b}{L} \cdot \left( \frac{v^2}{R} - g \cdot 0.01 \cdot q \right) \quad (2.69)$$

$$F_{t,s} = m \cdot \frac{a}{L} \cdot \left( \frac{v^2}{R} - g \cdot 0.01 \cdot q \right) \quad (2.70)$$

Prilikom određivanja sila ubrzanja na prednjoj odnosno stražnjoj osovini ( $F_{a,p}$  i  $F_{a,s}$ ), a s obzirom da se radi o stacionarnom stanju gibanja, raspodjela sila ubrzanja odgovara odnosu opterećenja na pojedinim osovima:

$$\frac{F_{a,p}}{F_{a,s}} = \frac{N_p}{N_s} \quad (2.71)$$

$$F_{a,p} = m \cdot (a_x + g \cdot 0.01 \cdot s) \cdot \frac{N_p}{N_p + N_s} \quad (2.72)$$

$$F_{a,s} = m \cdot (a_x + g \cdot 0.01 \cdot s) \cdot \frac{N_s}{N_p + N_s} \quad (2.73)$$

U slučaju usporenja kočenjem, na kontaktu pneumatika i površine kolnika u uzdužnom smjeru djeluju sile kočenja ( $F_{k,p}$  i  $F_{k,s}$ ), smjera suprotnog od sila ubrzanja (Slike 2.31). Kod osobnih vozila obično se koriste hidrauličke kočnice koje prenose tlak s komandnog dijela do zaustavnog mehanizma. Pri tome tlakovi nisu jednoliko raspodijeljeni na svim kotačima, već postoji tzv. model raspodjele kočnog tlaka čiji će se osnovni principi opisati u nastavku [28].

Kako bi se izbjeglo blokiranje stražnjih kotača, koje dovodi do zanošenja stražnjeg dijela vozila, kod intenzivnijeg kočenja provodi se redukcija kočnih tlakova na stražnjim kotačima. U slučaju tipičnog osobnog vozila, to smanjenje kočnog tlaka na stražnjim kotačima iznosi oko 30%. Ovaj model doziranja kočnog tlaka moguće je prikazati sljedećim izrazima:

$$P_p = P_s = P_a \quad \text{za slučaj} \quad P_a \leq P'_a \quad (2.74)$$

$$P_p = P_a \quad \text{i} \quad P_s = P'_a + 0.3 \cdot (P_a - P'_a) \quad \text{za slučaj} \quad P_a > P'_a \quad (2.75)$$

gdje je  $P_a$  (MPa) stvarni kočni tlak,  $P'_a$  (MPa) granični kočni tlak, a  $P_p$  i  $P_s$  (MPa) kočni tlak na prednjoj odnosno stražnjoj osovini.

Ovisno o intenzitetu kočenja, postoje dva slučaja funkcioniranja sustava za kočenje. Uslijed kočenja slabijeg intenziteta, tlak kočne tekućine jednoliko je raspodijeljen na pojedinim osovima te je u ovom slučaju određivanje pojedinačnih sila kočenja jednostavno. Uslijed intenzivnijeg kočenja, aktivira se sustav doziranja kočnih tlakova pa su i kočne sile na pojedinim osovima različito raspodijeljene, što postupak određivanja individualnih sila kočenja čini složenijim. Kako bi se definirala ta dva različita slučaja, potrebno je odrediti graničnu silu kočenja pri kojoj je  $P_a = P'_a$ :

$$F'_k = \frac{1}{r} \cdot (G_p + G_s) \cdot P'_a \quad (2.76)$$



Naime, sila kočenja može se odrediti kao kvocijent momenta kočenja i polumjera kotrljanja kotača  $r$ . Pri tome moment kočenja odgovara umnošku kočnog tlaka i tzv. “brake gain“ (u jedinicama N-m/MPa). Stoga su definirani sljedeći izrazi za pojedinačne sile kočenja:

$$F_{k,p} = \frac{G_p \cdot P_p}{r} \quad (2.77)$$

$$F_{k,s} = \frac{G_s \cdot P_s}{r} \quad (2.78)$$

U skladu s graničnom silom kočenja  $F'_k$ , definirana su dva slučaja raspodjele sila kočenja po osovinama:

- a)  $F_k \leq F'_k$ ;
- b)  $F_k > F'_k$ .

Usljed kočenja slabijeg intenziteta (a), ne aktivira se sustav doziranja kočnog tlaka pa se sile kočenja određuju prema sljedećim izrazima:

$$F_{k,p} = \frac{G_p}{G_p + G_s} \cdot F_k \quad (2.79)$$

$$F_{k,s} = \frac{G_s}{G_p + G_s} \cdot F_k \quad (2.80)$$

Kod intenzivnijeg kočenja (b), aktivira se regulator doziranja kočnog tlaka pa je postupak određivanja sila kočenja na pojedinim osovinama složeniji. Naime, najprije je potrebno definirati stvarni pritisak  $P_a$ , na temelju kojega se određuju hidraulički tlakovi za pojedine osovine te se prema izrazima (2.77) i (2.78) računaju pojedine sile kočenja.

$$P_a = \frac{F_k \cdot r - 0.7 \cdot G_s \cdot P'_a}{G_p + 0.3 \cdot G_s} \quad (2.81)$$

Za definiranje sila kočenja na pojedinim osovinama potrebno je poznavati i vrijednost ukupne sile kočenja za cijelo vozilo  $F_k$ , a koja se dobije iz jednadžbe gibanja prema drugom Newton-ovom zakonu (izraz 2.52). Za slučaj kočenja na usponu, komponenta težine vozila uslijed uzdužnog nagiba kolnika ( $G \cdot \sin \alpha_s$ ) doprinosi ukupnoj sili kočenja jer djeluju u istom smjeru. S druge pak strane, uslijed kočenja na cesti u padu, komponenta težine paralelna s površinom kolnika djeluje u smjeru suprotnom od  $F_k$  što znači da smanjuje njenu ukupnu vrijednost. Stoga su općenito sile kočenja pri vožnji u padu znatno veće u usporedbi s onima na usponu.

Budući da će se u ovome radu analizirati samo ponašanja vozila koja odgovaraju stacionarnom stanju gibanja, a koja podrazumijevaju usporavanja kočenjem slabijeg intenziteta, neće ni biti potrebe za primjenom modela doziranja kočnog tlaka. Vrijednosti usporenja pri kojima

se aktivira sustav doziranja tlaka kočenja za vozilo tipa sedan E-klase, za slučaj kolnika bez uzdužnog nagiba ( $s = 0\%$ ) iznosi  $a_x = -5.2 \text{ m/s}^2$ , dok za slučaj velikog pada ( $s = -9\%$ ) iznosi  $a_x = -4.4 \text{ m/s}^2$  [29].

Nakon što su definirani izrazi za sve sile koje djeluju na vozilo aproksimirano bicikl-modelom za stacionarno stanje gibanja, moguće je odrediti i odgovarajuće koeficijente otpora trenja. Koeficijenti uzdužnog te poprečnog otpora trenja na prednjoj i stražnjoj osovini za slučaj ubrzanja su sljedeći:

$$f_{x,p} = \frac{F_{a,p}}{N_p} \quad (2.82)$$

$$f_{x,s} = \frac{F_{a,s}}{N_s} \quad (2.83)$$

$$f_{y,p} = \frac{F_{t,p}}{N_p} \quad (2.84)$$

$$f_{y,s} = \frac{F_{t,s}}{N_s} \quad (2.85)$$

Za slučaj usporenja kočenjem je isto, samo se sile ubrzanja ( $F_{a,p}$  i  $F_{a,s}$ ) u izrazima (2.82) i (2.83) zamjenjuju silama kočenja ( $F_{k,p}$  i  $F_{k,s}$ ).

## **3 PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA I NEDOSTACI SMJERNICA ZA PROJEKTIRANJE ELEMENATA HORIZONTALNOG TOKA TRASE**

### **3.1 Pregled i nedostaci smjernica za projektiranje elemenata horizontalnog toka trase**

U nastavku je prikazan pregled pravilnika i smjernica za projektiranje vangradskih cesta, i to onih dijelova koji se odnose na projektiranje elemenata horizontalnog toka trase. Budući da su najvažnija istraživanja vršena na području Njemačke i SAD-a, uz pregled hrvatskog Pravilnika za projektiranje cesta [19], opisane su i procedure projektiranja njemačkih smjernica [44, 45] i smjernica SAD-a [46]. Pregled pravilnika i smjernica odnosi se na čimbenike koji se uzimaju u obzir prilikom projektiranja horizontalnih krivina, odnosno mjerodavne brzine, mjere za osiguranje konzistencije toka trase te poprečni nagib kolnika i koeficijent poprečnog otpora trenja u krivinama.

#### **3.1.1 Mjerodavne brzine kod projektiranja toka trase i pravila konzistencije**

Osnovni čimbenik prilikom projektiranja trase ceste jest brzina vozila. Većina metodologija za projektiranje cesta zasniva se na klasičnom konceptu projektne brzine, međutim postoje

određene razlike u praksama pojedinih zemalja. Projektna brzina predstavlja najveću brzinu sigurne vožnje na određenoj trasi, definira se na temelju kategorije ceste i konfiguracije terena, a upotrebljava se za određivanje graničnih elemenata toka trase. Kao najvažniji, može se izdvojiti najmanji polumjer horizontalne krivine. Klasični koncept projektne brzine temelji se na pretpostavci da vozači voze projektnom brzinom te da nisu potrebne nikakve provjere stvarnih brzina. Takav način razmišljanja potječe iz vremena samih početaka razvoja motornih vozila kada su brzine bile znatno niže nego danas [16]. Koncept projektne brzine tada je bio zadovoljavajući te je omogućavao vožnju ujednačenim brzinama. Međutim, tehnološkim razvojem vozila povećale su se brzine vožnje te se izgubila uniformnost brzina.

Primjenom projektne brzine omogućena je sigurna vožnja u krivinama najmanjeg polumjera, dok dijelovi trase raskošnijih elemenata omogućuju veće brzine što dovodi do nekonzistencije brzina te potencijalnog ugrožavanja sigurnosti. Upravo nekonzistencija projektne i stvarnih brzina u krivinama ukazala je na potrebu za uvođenjem pojma tzv. operativne brzine.

Za operativnu brzinu najčešće se uzima 85 postotna vrijednost raspodjele brzina slobodnog toka na određenom elementu ceste. Provedena su brojna istraživanja stvarnih brzina diljem svijeta te je razvijen veliki broj modela za određivanje operativnih brzina [17], ali je samo nekoliko zemalja operativnu brzinu uključilo u postupak projektiranja. Dok SAD još uvijek upotrebljava klasični koncept projektne brzine, neke europske zemlje, uz projektnu brzinu u obzir uzimaju i operativnu odnosno računsku brzinu. Operativna brzina definira se temeljem istraživanja, a ukoliko u pojedinoj zemlji nisu vršena istraživanja stvarnih brzina, umjesto operativne upotrebljava se tzv. računska brzina. Uključivanje operativne brzine u postupak projektiranja omogućuje izbor realnijih vrijednosti poprečnog nagiba u blažim krivinama ( $R > R_{min}$ ) te realniju procjenu konzistencije toka trase.

Kada se govori o sigurnom odvijanju prometa, nužno je istaknuti konzistenciju toka trase koja predstavlja usklađenost elemenata trase s očekivanjima vozača. Brojna istraživanja pokazala su da klasični koncept projektne brzine nije dovoljan te da je za unapređenje sigurnosti u postupak projektiranja cesta nužno uključiti mjere za osiguranje konzistencije toka trase. Najvažniji pregled mjera za osiguranje konzistencije dan je u [3, 5, 18, 47 - 50].

Konzistencija toka trase je stupanj sveukupnih obilježja elemenata ceste i prometnog sustava kojim se osigurava izbjegavanje kritičnih prometnih radnji koje mogu dovesti do nastajanja prometnih nesreća [51]. Cesta konzistentnog toka osigurava usklađenost susjednih elemenata trase što omogućuje harmoničnu i ugodnu vožnju bez nepredviđenih situacija [48]. Geometrijske karakteristike trase kao i odnos susjednih elemenata trebali bi odgovarati očekivanjima vozača

koja se temelje na iskustvu. Ponašanje vozača koje uključuje obradu podataka i donošenje odluka, temelji se na njegovu očekivanju odnosno težnji vozača da na temelju iskustva reagira na određeni način u nekoj situaciji [52]. To znači da vozač obično reagira na ono što očekuje, a ne na stvarnu situaciju na cesti [53]. Iskustvo vozača na određenoj cesti ovisi o poznavanju dionice, sličnosti trase s cestama na koje je vozač navikao i o točnosti očekivanja na temelju prethodno prijeđenog puta [54]. Lunenfeld i Alexander [55] kategorizirali su ponašanja vozača na očekivanja koja se temelje na dugoročnom iskustvu i očekivanja na temelju tek doživljenog iskustva. Tako vozač na temelju zakrivljenosti prethodnih krivina očekuje sličnu zakrivljenost i u nadolazećoj krivini i brzinu u nadolazećoj krivini odabire na temelju brzina kojima je svladavao prethodne krivine.

U nastavku je prikazan pregled mjerodavnih brzina i mjera za osiguravanje konzistencije toka trase koje se upotrebljavaju u pravilnicima i smjernicama za projektiranje vangradskih cesta SAD-a, Njemačke i Hrvatske.

## SAD

Smjernice za projektiranje cesta SAD-a [46], tzv. *Green Book*, zasnivaju se na klasičnom konceptu projektne brzine koja se upotrebljava za određivanje osnovnih elemenata ceste. *Green Book* [46] definira različite kriterije za odabir projektne brzine kao što su konfiguracija terena, operativna brzina, namjena površine kroz koju cesta prolazi i funkcionalna klasifikacija ceste. U nastavku su navedene neke od preporuka za određivanje projektne brzine  $V_p$  (engl. *design speed*):

- “Treba usvajati što veće vrijednosti projektnih brzina kako bi se postigao što viši stupanj sigurnosti, mobilnosti i učinkovitosti, a ujedno zadovoljavajući kriterije zaštite okoliša, ekonomičnosti, estetike te društvenih i političkih ograničenja.
- Projektna brzina treba biti u skladu s brzinama koje vozači očekuju na određenom segmentu ceste. Kada na cesti postoje očiti pokazatelji koji ukazuju na potrebu za usporavanjem, vozači će lakše i sami prilagoditi brzinu situaciji, nego kada vizualnih indikatora nema. Kada obilježja ceste dozvoljavaju veće brzine vožnje, trebalo bi se izbjegavati usvajanje malih projektnih brzina jer vozači prilagođavaju brzinu ovisno o osobnoj percepciji fizičkih ograničenja ceste, ne vodeći računa o kategoriji ceste.
- Projektna brzina trebala bi odgovarati ponašanju i navikama gotovo svih vozača koji će određenu cestu koristiti, a u obzir bi se trebala uzeti i prosječna duljina putovanja, jer što je putovanje dulje, to je veća želja vozača da to obavi u kraćem vremenu, odnosno da poveća brzinu.

- Poželjno je da projektna brzina ima ujednačene vrijednosti na što duljim potezima trase. U nekim situacijama konfiguracija terena i prostorna ograničenja ipak mogu zahtijevati promjenu projektne brzine na određenim potezima, ali onda treba paziti da uvođenje nižih projektnih brzina ne bude naglo. Promjenu projektne brzine trebalo bi vršiti na određenim dovoljno dugim potezima kako bi se vozačima omogućilo da postepeno mijenjaju brzinu prije dolaska do dijela ceste s nižom projektnom brzinom.“

Nakon što su definirani kriteriji za odabir vrijednosti projektne brzine, objasniti će se način njene primjene prema [46]. Projektna brzina služi za određivanje najmanjeg polumjera horizontalne krivine i najmanje duljine zaustavne preglednosti, ali je preporuka da se primjenjuju što raskošniji elementi u smislu ekonomičnije vožnje. Pojedinačni elementi projektirani za veće brzine neće nužno potaknuti ubrzavanje vozača, iako bi više uzastopnih blažih elemenata i moglo. Kod takvih situacija, cijeli potez trase trebao bi biti projektiran za veću brzinu. Dulji pravci na dionicama s krivinama manjih polumjera također potiču veće brzine vožnje te je u takvim situacijama potrebno koristiti veće projektne brzine za sve elemente toka trase (naročito duljine zaustavne preglednosti kod konveksnih vertikalnih krivina te širine horizontalne preglednosti).

Definirano je da bi za osiguranje konzistencije toka trase, svi osnovni elementi ceste trebali biti usklađeni s projektnom brzinom te se ograničava primjena minimalnih elemenata odnosno krivina najmanjeg polumjera. Osnovni elementi ceste koji izravno ovise o projektnoj brzini su zakrivljenost horizontalnih krivina, poprečni nagib i duljina zaustavne preglednosti. Neki drugi elementi, kao što su širine elemenata poprečnog presjeka ceste te zaštitne širine, nisu izravno povezani s projektnom brzinom, ali utječu na brzinu vožnje. Stoga se preporuča primjena širih trakova (do određenih granica) i nogostupa te većih zaštitnih širina kod većih projektnih brzina.

Osim projektne brzine, *Green Book* [46] definira i operativnu brzinu (engl. *operating speed*). Operativna brzina je brzina slobodne vožnje većine vozača na određenom dijelu trase. Za operativnu brzinu uzima se 85 postotna vrijednost raspodjele brzina na određenom elementu ceste, odnosno brzina ispod koje vozi 85% vozača. Iako je u smjernicama definiran pojam operativne brzine, ne postoji neka konkretna primjena u smislu da se upotrebljava kod projektiranja.

Uz projektnu i operativnu brzinu, postoji još i brzina putovanja (engl. *running speed*). Brzina putovanja je brzina kojom jedno vozilo prođe određenim segmentom ceste, a određuje se na način da se duljina dionice podijeli s vremenom potrebnim za prolazak vozila tim dijelom ceste. Prosječna brzina putovanja mijenja se tokom dana ovisno o prometnom opterećenju pa se prema potrebi definiraju prosječne brzine putovanja u vršnim satima i izvan vršnih sati, odnosno

prosječne dnevne brzine putovanja. Prosječna brzina putovanja se uz projektnu upotrebljava prilikom određivanja poprečnih nagiba u blažim horizontalnim krivinama.

## Njemačka

U nastavku su opisane nove njemačke smjernice za projektiranje vangradskih cesta iz 2012. [45], ali i stare smjernice iz 1995. [44]. Smjernice iz 1995. zasnivaju se na operativnoj brzini i kriterijima za osiguranje konzistencije razvijenim na temelju istraživanja koje je predvodio Lamm [3, 5, 56]. Iako su u novim smjernicama uvedena brojna pojednostavljenja, zadržana su pravila konzistencije pa su stoga u ovome radu navedena i osnovna obilježja starih smjernica.

Njemačke smjernice za projektiranje cesta iz 1995. godine [44] zasnivaju se na konceptu projektne brzine  $V_p$  (njem. *Entwurfsgeschwindigkeit*) uz primjenu i tzv. operativne brzine  $V_{85}$  (njem. *Geschwindigkeit*). Koncept operativne brzine službeno je uvršten u njemačke smjernice još sedamdesetih godina 20. stoljeća i to je bilo prvi put da je operativna brzina uključena u postupak projektiranja cesta. Slično kao i kod smjernica SAD-a, projektna brzina definira se na temelju kategorije ceste i konfiguracije terena, a služi za određivanje najmanjeg polumjera horizontalne krivine, parametra klotoide (prijelazne krivine), najvećeg uzdužnog nagiba i najmanjeg polumjera vertikalne krivine. Operativna brzina definirana je kao brzina ispod koje vozi 85% vozača u uvjetima slobodne vožnje, na čistom kolniku. Na temelju operativne brzine određuju se poprečni nagib kolnika u krivinama, duljina zaustavne preglednosti te mjere za osiguravanje konzistencije toka trase.

Najopsežnija istraživanja operativnih brzina na području Njemačke predvodio je Lamm čiji rezultati su i uvršteni u njemačke smjernice za projektiranje cesta. Kako bi se bolje razumjela metodologija projektiranja cesta prema [44], iznijet će se najvažniji rezultati Lamm-ovog istraživanja koji su opisani u [3, 5, 56].

Na osnovu detaljnog pregleda statističkih podataka o prometnim nesrećama, u Lamm-ovim istraživanjima uočeno je da se prometne nesreće najčešće događaju u horizontalnim krivinama dvotračnih vangradskih cesta što ukazuje na nedostatak konzistencije toka trase. Povezujući faktore geometrije ceste, ponašanja vozača i dinamike vožnje, u istraživanjima koje je predvodio Lamm predstavljene su mjere za osiguranje konzistencije toka trase, odnosno mjere za uočavanje mjesta koja bi potencijalno mogla ugrožavati sigurnost vožnje. Kriteriji za osiguranje konzistencije odnose se na sljedeće:

- Kriterij 1: konzistenciju toka trase;
- Kriterij 2: konzistenciju operativne brzine;

- Kriterij 3: konzistenciju dinamike vožnje.

Granične vrijednosti za pojedini kriterij, definirane temeljem statističkih podataka o prometnim nesrećama, prikazane su u tablici 3.1 te su predstavljene tri razine konzistencije (dobro, primjenjivo i loše).

**Tablica 3.1** Rasponi sigurnosnih kriterija [3]

Sigurnosni kriterij	DOBRO	PRIMJENJIVO	LOŠE
<b>Kriterij 1</b>	$ V_{85}^i - V_p  \leq 10 \text{ km/h}$	$10 \text{ km/h} <  V_{85}^i - V_p  \leq 20 \text{ km/h}$	$20 \text{ km/h} <  V_{85}^i - V_p $
<b>Kriterij 2</b>	$ V_{85}^i - V_{85}^{i+1}  \leq 10 \text{ km/h}$	$10 \text{ km/h} <  V_{85}^i - V_{85}^{i+1}  \leq 20 \text{ km/h}$	$20 \text{ km/h} <  V_{85}^i - V_{85}^{i+1} $
<b>Kriterij 3</b>	$0.01 < (f_{y,dop} - f_y)$	$-0.04 < (f_{y,dop} - f_y) \leq 0.01$	$(f_{y,dop} - f_y) < -0.04$

Kriterij 1 odnosi se na usklađivanje projektne i operativne brzine na određenom elementu trase (krivine ili pravca), ovisno o kojem stupnju konzistencije se radi. Projektna brzina trebala bi biti konstantna na što duljim dionicama ceste i trebala bi biti usklađena s operativnom brzinom. Razlika između operativne i projektne brzine na određenoj dionici ne bi smjela biti veća od 10 km/h za “dobro područje“ odnosno veća od 20 km/h za “primjenjivo područje“.

Kriterij 2 odnosi se na usklađivanje operativnih brzina susjednih elemenata trase. Razlika u brzinama između susjednih krivina ili pravca i krivine ne bi trebala prelaziti 10 km/h za “dobro područje“ te 20 km/h za “primjenjivo područje“.

Kriterij 3 odnosi se na usklađivanje dinamike vožnje na način da su ograničene razlike dopuštenih vrijednosti koeficijenta poprečnog otpora trenja  $f_{y,dop}$  (odgovara projektnoj brzini) i potrebnih vrijednosti koeficijenta poprečnog otpora trenja  $f_y$  (odgovara operativnoj brzini).

Na temelju istraživanja provedenih na dionicama cesta u Njemačkoj razvijen je izraz za određivanje operativne brzine:

$$V_{85} = \frac{10^6}{8270 + 8.01 \cdot KK} \quad (3.1)$$

Osnovni pokazatelj varijabilnosti operativnih brzina jest faktor krivinske karakteristike  $KK$ . Krivinska karakteristika horizontalne krivine koja se sastoji od kružnog luka i dvije prijelaznice određuje se prema sljedećem izrazu:

$$KK = \frac{\left(\frac{D}{R} + \frac{L_1}{2R} + \frac{L_2}{2R}\right) \cdot 63700}{D} \quad (3.2)$$



gdje je  $KK$  (grad/km, gdje je 1 grad jednak kutu od  $0.9^\circ$  odnosno  $\pi/200$  radijana) krivinska karakteristika horizontalne krivine,  $D_{kl}$  (m) duljina kružnog luka,  $L_1$  i  $L_2$  (m) duljine prijelaznica te  $D = D_{kl} + L_1 + L_2$  (km) ukupna duljina krivine.

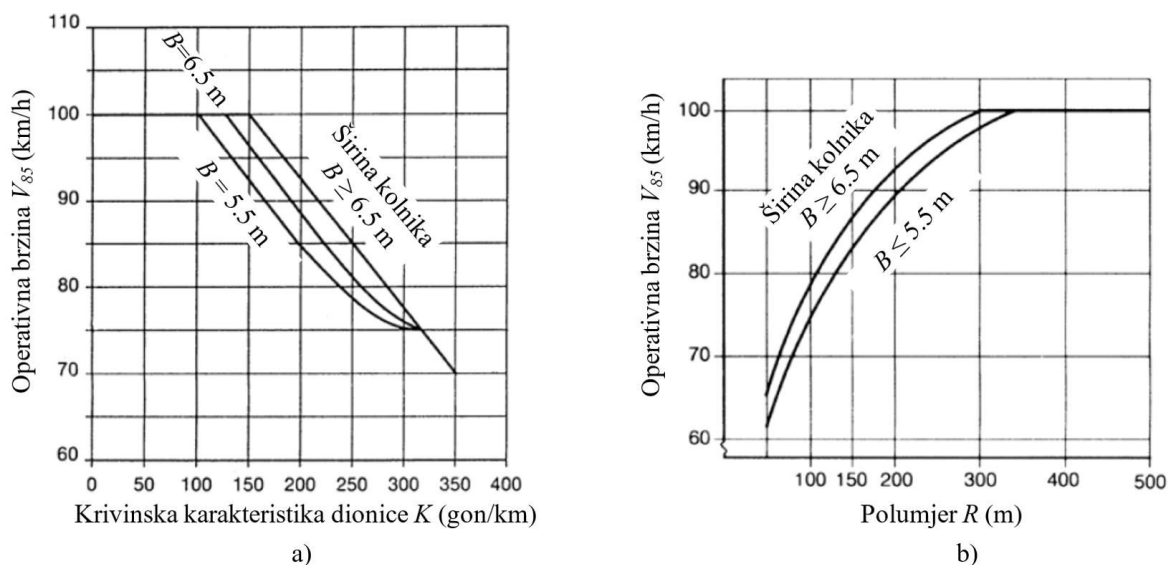
Lamm daje preporuku da se kod novogradnji koriste vrijednosti koje spadaju u “dobro područje“. S obzirom na izuzetno veći broj prometnih nesreća, u krivinama polumjera manjeg od 200 m trebalo bi u potpunosti izbjegavati upotrebu “primjenjivog područja“, te ga koristiti samo u iznimnim situacijama u krivinama  $R \leq 350$  m. Također je definirano da se u slučaju krivine kojoj prethodi dulji pravac, primjenjuju samo granični rasponi kriterija konzistencije koji odgovaraju “dobrom području“.

Njemačke smjernice [44] sadrže brojne mjere za osiguranje konzistencije koje su nastale na temelju Lamm-ovih kriterija konzistencije. Tako je definirana najveća dozvoljena razlika između projektne i operativne brzine od 10 km/h za novogradnju, odnosno 20 km/h kod poboljšanja postojećih cesta. Također je određena dopuštena razlika između operativnih brzina susjednih segmenata ceste od 10 km/h. Za određivanje operativne brzine izrađena su dva dijagrama za nove i postojeće ceste (Slika 3.1). Kod novogradnji se konzistencija brzina provjerava za homogene dionice pa se i operativne brzine određuju za dionice s krivinama sličnih obilježja. Projektirana trasa planirane ceste podijeli se na dionice s konstantnim vrijednostima krivinske karakteristike. Krivinska karakteristika određene dionice  $K$  (u gradima/km ili stupnjevima/km) određuje se prema izrazu:

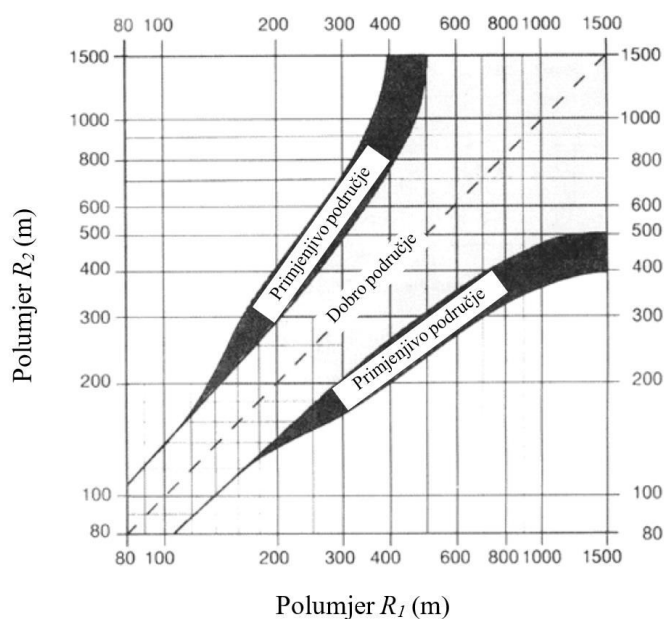
$$K = \frac{\sum \alpha_i}{L} \quad (3.3)$$

gdje je  $\alpha_i$  (grad ili stupanj) skretni kut krivine  $i$ , a  $L$  (km) duljina dionice. Operativna brzina za određenu dionicu zatim se odredi iz dijagrama sa slike 3.1 (a), ovisno o izračunatoj krivinskoj karakteristici dionice  $K$  te širini kolnika  $B$ . Kod rekonstrukcija se operativna brzina određuje za pojedinu krivinu, prema dijagramu sa slike 3.1 (b).

Konzistencija operativnih brzina susjednih elemenata osigurava se i pomoću definiranja veličina susjednih elemenata. Tako je na temelju kriterija 2 izrađen dijagram odnosa polumjera susjednih krivina (Slika 3.2), uz uvažavanje preporuke da se u oštrijim krivinama primjenjuje isključivo “dobro područje“. Polumjeri susjednih krivina određuju se ovisno o kojoj kategoriji ceste se radi pa se vrijednosti koje spadaju u “dobro područje“ odnose na ceste viših kategorija, a “primjenjivo područje“ se odnosi na ceste nižih kategorija. Dijagram sa slike 3.2 ne primjenjuje se samo za krivine bez međupravca, nego i za određivanje polumjera susjednih krivina s međupravcima kraćim od 300 m.



**Slika 3.1** Određivanje operativne brzine prema [44]: a) za homogene dionice kod novogradnji, b) za postojeće ceste



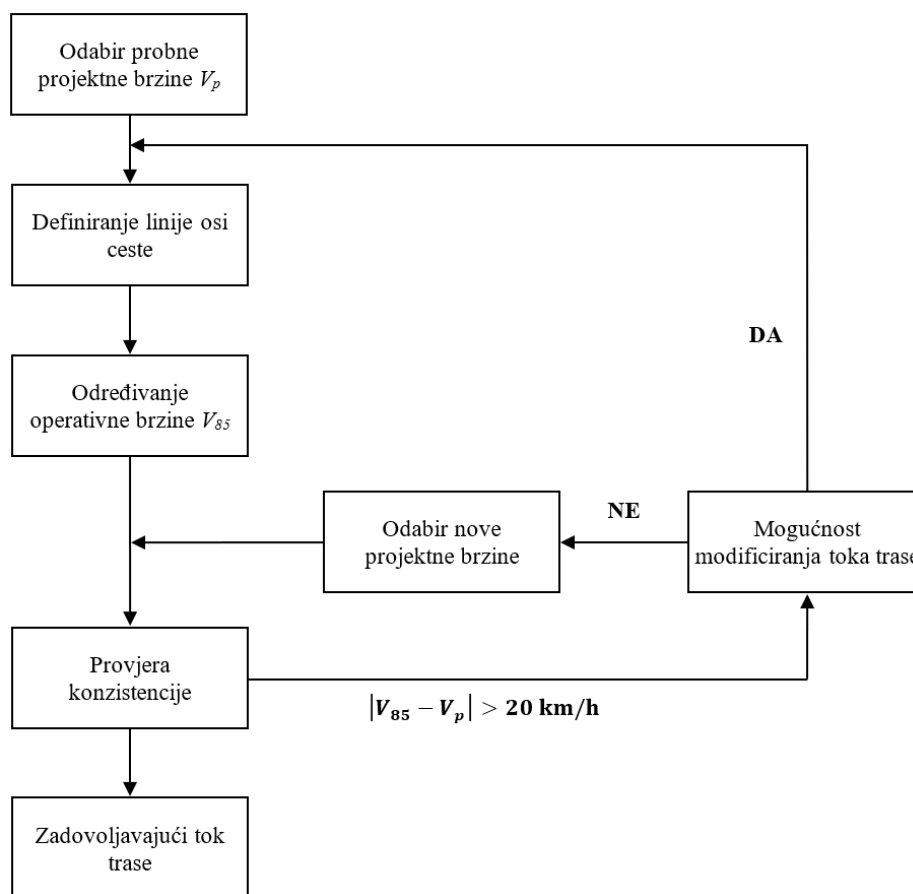
**Slika 3.2** Veličine polumjera susjednih horizontalnih krivina [44]

Osim polumjera susjednih krivina, definiran je i odnos između duljine pravca i veličine polumjera u slučajevima kada se krivina primjenjuje iza pravca, kako je prikazano u tablici 3.2.

**Tablica 3.2** Odnos između duljine pravca i veličine polumjera horizontalne krivine [44]

Duljina pravca $L_{pr}$ (m)	Polumjer krivine $R$ (m)
$L_{pr} \geq 300$ m	min. $R > 400$ m
$L_{pr} < 300$ m	min. $R > L_{pr}$

Postupak projektiranja ceste uz osiguranje konzistencije toka trase prema [44] prikazan je po osnovnim koracima na slici 3.3. Postupak započinje odabirom projektne brzine na temelju koje se definira početna linija osi ceste. Zatim se odrede operativne brzine za svaku homogenu dionicu, odnosno krivinu, te se provjerava konzistencija brzina susjednih dionica, tj. susjednih krivina. Ako je odstupanje brzina veće od dozvoljenog, najprije se provjerava mogućnost korigiranja toka trase kako bi se smanjile operativne brzine. Nakon korigiranja elemenata trase, ponavlja se postupak određivanja operativnih brzina. Na temelju novih operativnih brzina odredi se nova geometrija te se ponovo provjerava konzistencija brzina. Taj postupak se ponavlja sve dok se ne postigne zadovoljavajući konzistentan tok trase. Ako zbog nekih razloga nije moguće izvršiti izmjenu geometrije trase, potrebno je provjeriti opravdanost usvojene vrijednosti projektne brzine kako bi razlika brzina bila u dozvoljenim granicama.



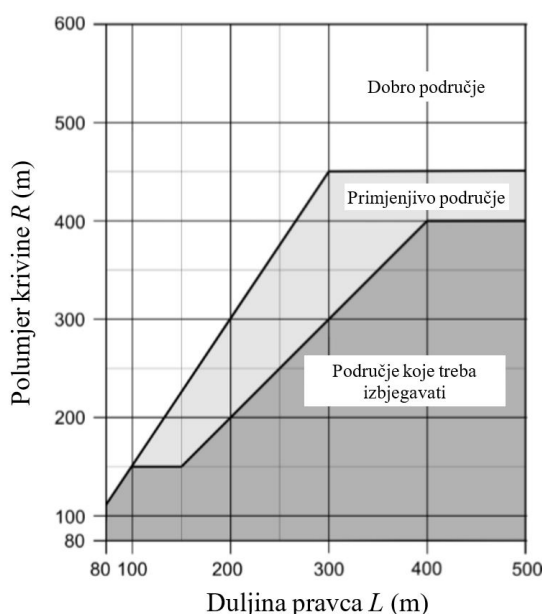
**Slika 3.3** Faze projektiranja prema njemačkim smjernicama [44] uključujući pravila za osiguranje konzistencije toka trase [57]

U novim smjernicama iz 2012. godine [45] predstavljen je koncept projektiranja sa znatnim pojednostavljenjima u kojem su izbačene projektna i operativna brzina, a elementi horizontalnog toka trase temelje se isključivo na klasifikaciji cesta (4 klase). Nove smjernice zasnivaju se na

konceptu tzv. samoobjašnjavajućih (predvidivih) cesta (engl. *self-explaining roads*). Pojam *self-explaining road* prvi put se spominje 1992. godine u Nizozemskoj [58], a u posljednjem desetljeću veliki broj prometno najsigurnijih zemalja u Europi (Nizozemska, Belgija, Danska, Njemačka, Francuska, Italija) uvrstilo je ovaj koncept u strategije projektiranja. Kod nove metodologije projektiranja naglašava se standardizacija i prepoznatljivost, a osnovna zamisao je da se uvede minimalan broj klasa cesta te da unutar pojedine klase obilježja ceste budu što više ujednačena. Svaka pojedina klasa trebala bi imati jasno definirana obilježja (npr. vrste horizontalnih oznaka i izgled središnjih razdjelnih crta), lako uočljiva i prepoznatljiva, kako bi vozač na prvi pogled mogao prepoznati tip ceste te prilagoditi brzinu i ponašanje.

Klase cesta određuju se na temelju kategorije i funkcionalne razine ceste, odnosno ovisno o društveno-gospodarskom značenju ceste i veličini motornog prometa. Na temelju pojedine klase ceste određuju se elementi poprečnog presjeka, obilježja toka trase i vrste čvorišta. Geometrijska obilježja ceste zasnivaju se na tzv. planiranoj brzini (njem. *planungsgeschwindigkeit*). Definirane su 4 klase cesta kojima su pridružene sljedeće planirane brzine: klasa 1 (110 km/h), klasa 2 (100 km/h), klasa 3 (90 km/h) i klasa 4 (70 km/h).

I u novim njemačkim smjernicama za projektiranje vangradskih cesta zadržan je graf sa slike 3.2, za određivanje polumjera susjednih krivina. Međutim, izmjena je napravljena kod odnosa duljine pravca i veličine polumjera u situacijama kada se krivina primjenjuje iza pravca. Najveća dozvoljena duljina pravca na vangradskim cestama je 1500 m. Iz sigurnosnih razloga trebaju biti uravnoteženi duljina pravca i veličina polumjera nadolazeće krivine (Slika 3.4), pri čemu se “dobro područje” odnosi na ceste viših klasa (1, 2 i 3).



**Slika 3.4** Odnos duljine pravca i polumjera krivine [44]

Pri projektiranju treba izbjegavati primjenu prekratkih ali i predugih pravaca. Tako je prema novim njemačkim smjernicama [44] definirana najmanja duljina međupravca između istosmjernih krivina od 600 m kod cesta viših klasa (klase 1, 2 i 3) te 400 m za ceste klase 4.

## Hrvatska

Budući da je hrvatski Pravilnik za projektiranje cesta [19] izrađen na osnovu njemačkih smjernica iz 1973. i 1984. godine, metodologija projektiranja zasniva se na konceptu projektne brzine uz primjenu i tzv. računске brzine koja bi trebala imati ulogu operativne brzine. Kako na području Hrvatske do sada nisu vršena mjerenja operativnih brzina, operativna brzina zamjenjuje se računskom čiji će se način određivanja i primjena objasniti u nastavku.

Projektna brzina  $V_p$  je najveća brzina sigurne vožnje u slobodnom prometnom toku za cijeli potez trase, za optimalne uvjete prometnice (dobro održavanje i dobre vremenske prilike). Ona se određuje na osnovu kategorije ceste, konfiguracije terena i najveće zakonom dozvoljene brzine. Na temelju projektne brzine određuju se granične vrijednosti tlocrtnih i visinskih elemenata trase: najmanji polumjer horizontalne krivine, najveći uzdužni nagib i dimenzije elemenata poprečnog presjeka. U pravilu se definira jedna vrijednost projektne brzine za cijelu trasu, osim ako ne postoje veće razlike u konfiguraciji terena koje onda zahtijevaju i promjenu u načinu vođenja linije ceste, a time i drugačiju vrijednost projektne brzine. Ukoliko se promjena vrijednosti projektne brzine i vrši, potrebno ju je provesti na dovoljno dugačkom dijelu trase.

Računska brzina  $V_r$  je najveća očekivana brzina vožnje u slobodnom prometnom toku koju, uz dovoljnu sigurnost vožnje, vozilo može ostvariti na određenom dijelu ceste, ovisno o primijenjenim geometrijskim karakteristikama tog segmenta trase. Računska brzina određuje se iz osnovnog izraza poprečne stabilnosti vozila u krivini (2.7), na temelju projektiranih horizontalnih i vertikalnih elemenata ceste. Kriteriji za određivanje računске brzine su ili primijenjeni polumjer pojedine krivine ili primijenjeni uzdužni nagib (Tablica 3.3), a odabire se manja od tih vrijednosti. Kod cesta nižeg ranga (3., 4. i 5. kategorije) za računsku brzinu uzima se projektna brzina. Na temelju računске brzine određuje se poprečni nagib kolnika u krivini, duljina zaustavne preglednosti, polumjeri vertikalnih krivina i najmanji polumjer horizontalne krivine sa suprotnim poprečnim nagibom. Računska brzina se upotrebljava i za osiguravanje konzistencije brzina.

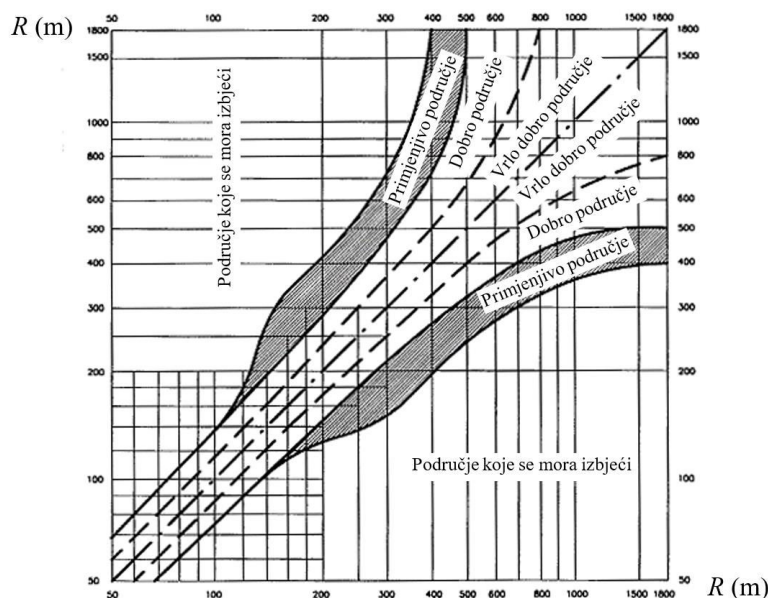
Prema hrvatskom Pravilniku za projektiranje vangradskih cesta [19], računska brzina uvijek je veća ili jednaka projektnoj brzini. Načinom vođenja trase treba nastojati uskladiti susjedne elemente trase, odnosno razlika između najmanje i najveće vrijednosti računске brzine unutar iste

dionice ne smije biti veća od 15 km/h. Kako je preuzeto iz njemačkih smjernica, dozvoljeno odstupanje računске od projektne brzine iznosi 20 km/h, a postupak projektiranja je iterativan. Ukoliko se uoči određena nekonzistencija brzina, korekcijom toka trase potrebno je računsku brzinu smanjiti ili korigirati projektну brzinu.

**Tablica 3.3** Odnos brzine i uzdužnog nagiba prema [19]

Brzina $V$ (km/h)	Najveći uzdužni nagib $s_{max}$ (%)					
	Autocesta	1. kat.	2. kat.	3. kat.	4. kat.	5. kat.
$\geq 120$	4					
100	5	5.5	5.5			
90	5.5	5.5	5.5			
80	6	6	6	7		
70		7	7	7	8	
60			8	8	9	10
50				9	10	11
40					11	12

Za osiguranje konzistencije elemenata toka trase definirane su vrijednosti polumjera susjednih krivina te je definiran odnos između duljine pravca i veličine polumjera u slučaju kada se krivina nalazi iza duljeg nezavisnog pravca. Za konzistentan tok trase usklađuju se polumjeri susjednih krivina prema slici 3.5, a ovisno o kategoriji ceste, definirane su tri razine konzistencije. Za autoceste i ceste 1. kategorije susjedni polumjeri bi trebali spadati u “vrlo dobro područje“, “dobro područje“ odnosi se na ceste 2. i 3. kategorije, a “primjenjivo područje“ na ceste 4. i 5. kategorije.



**Slika 3.5** Veličine polumjera susjednih horizontalnih krivina [19]

U slučaju krivine iza duljeg nezavisnog pravca, definiran je odnos između veličine polumjera i duljine pravca prema tablici 3.4.

**Tablica 3.4** Odnos između duljine pravca i veličine polumjera horizontalne krivine [19]

Duljina pravca $L_{pr}$ (m)	Polumjer krivine $R$ (m)
$L_{pr} > 500$ m	$R \geq 500$ m
$L_{pr} \leq 500$ m	$R \geq L_{pr}$

### 3.1.2 Dopuštene vrijednosti poprečnog nagiba i koeficijenta poprečnog otpora trenja te njihova raspodjela u blažim krivinama

Temeljno načelo projektiranja horizontalnih krivina zasniva se na osnovnom izrazu poprečne stabilnosti vozila u krivini (2.7) prema kojem ukupno bočno ubrzanje osiguravaju poprečno trenje između pneumatika i površine kolnika te komponenta težine vozila paralelna s površinom kolnika uslijed poprečnog nagiba. Iz tog osnovnog odnosa veličina određuje se najmanji polumjer horizontalne krivine za projektnu brzinu  $V_p$ , ovisno o najvećem dopuštenom poprečnom nagibu kolnika u krivini  $q_{max}$  i dopuštenim vrijednostima koeficijenta poprečnog otpora trenja  $f_{y,dop}$ :

$$R_{min} = \frac{v_p^2}{127 \cdot (q_{max} + f_{y,dop})} \quad (3.4)$$

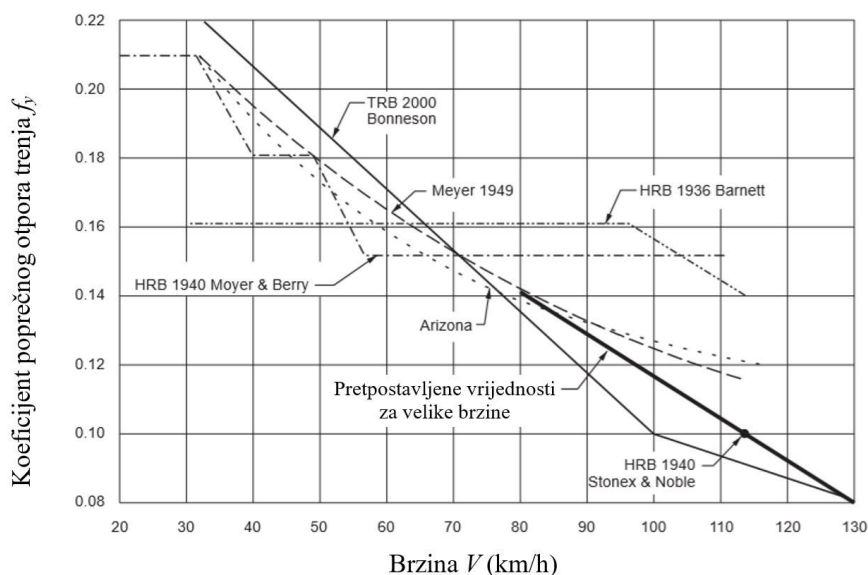
Najveće dopuštene vrijednosti koeficijenta poprečnog otpora trenja dobivene su na temelju istraživanja i iskustva te se razlikuju prema smjernicama pojedinih zemalja. U nastavku je izložen pregled dopuštenih vrijednosti koeficijenata poprečnog otpora trenja i poprečnog nagiba kolnika u krivinama, kao i njihova raspodjela u blažim krivinama, za smjernice SAD-a [46], Njemačke [44, 45] i Hrvatske [19].

#### SAD

S obzirom na prostranstvo Sjedinjenih Američkih Država, *Green Book* [46] definira nekoliko različitih najvećih vrijednosti poprečnog nagiba kolnika. Ovisno o prevladavajućim uvjetima, definirano je pet različitih vrijednosti najvećih dozvoljenih poprečnih nagiba: 4, 6, 8, 10 i 12%. Osnovni čimbenici na temelju kojih se određuju granične vrijednosti poprečnog nagiba su: klimatski uvjeti (učestalost i količina snijega i leda), terenski uvjeti (nizinski, brdski ili planinski teren), tip područja (gradske ili vangradske ceste) te učestalost sporih vozila. Veći poprečni nagibi pogodniji su kod većih brzina pa se vrijednosti od 10 i 12% upotrebljavaju za autoceste u područjima toplije klime. Vrijednosti od 6 i 8% upotrebljavaju se na cestama s većim brzinama za

područja s čestom pojavom snijega i leda, dok se niže granične vrijednosti od 4 i 6% uzimaju za gradska područja gdje su manje brzine vožnje. Na pravcima i u blažim krivinama izvodi se najmanji poprečni nagib radi odvodnje kolnika, u vrijednosti od 1.5 do 2.0%, ovisno o kvaliteti kolnika.

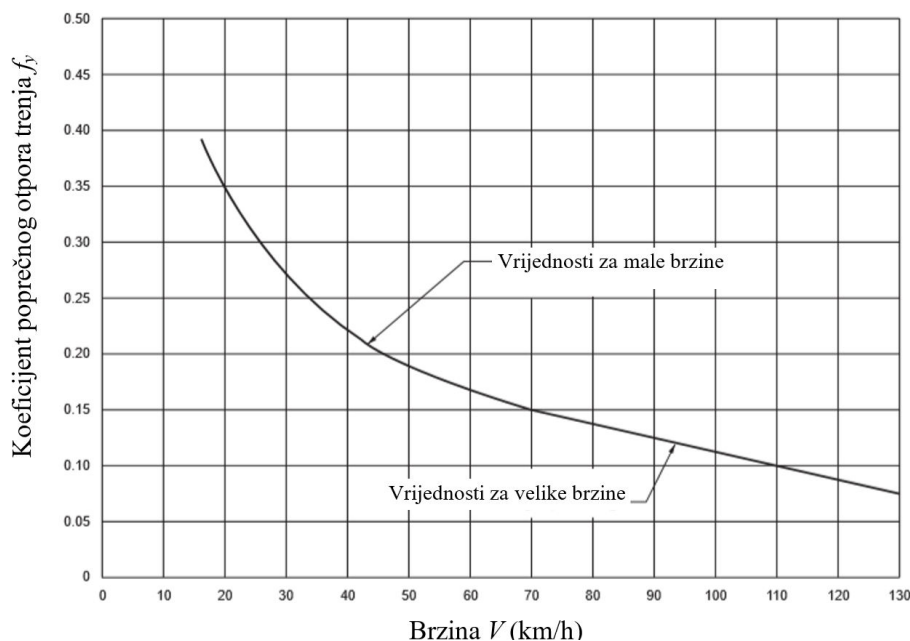
Granične dopuštene vrijednosti koeficijenta poprečnog otpora trenja koje se koriste u [46] određene su na temelju ispitivanja osjećaja udobnosti vozača. Istraživanja su vršena tridesetih i četrdesetih godina 20. stoljeća na području SAD-a, a rezultat istraživanja su vrijednosti poprečnog otpora trenja kod različitih brzina prilikom kojih bi vozači počeli osjećati određenu neudobnost vožnje zbog neodgovarajuće razine bočnog ubrzanja. Rezultati istraživanja prikazani su na slici 3.6. Različiti autori dali su drugačije rezultate, ali je svima zajednički trend opadanja koeficijenta poprečnog otpora trenja s porastom brzine.



**Slika 3.6** Koeficijenti poprečnog otpora trenja [46]

Dopuštene vrijednosti koje se upotrebljavaju prilikom projektiranja horizontalnih krivina prikazane su na slici 3.7. Vrijednosti koeficijenta poprečnog otpora trenja za vangradske ceste se kreću od 0.40 za 15 km/h do oko 0.15 za 70 km/h.





**Slika 3.7** Dopuštene vrijednosti koeficijenta poprečnog otpora trenja [46]

*Green Book* [46] definira pet metoda raspodjele poprečnog nagiba i koeficijenta poprečnog otpora trenja u horizontalnim krivinama, za različite uvjete prometa i prometnica (Slika 3.8).

Metoda 1: Poprečni nagib i faktor poprečnog otpora trenja rastu linearno s povećanjem zakrivljenosti ( $1/R$ ), od 0 gdje je  $R = \infty$  do  $q_{max}$  gdje je  $R = R_{min}$ . Kod ove metode pretpostavlja se konstantna brzina vožnje što ne odgovara realnim situacijama.

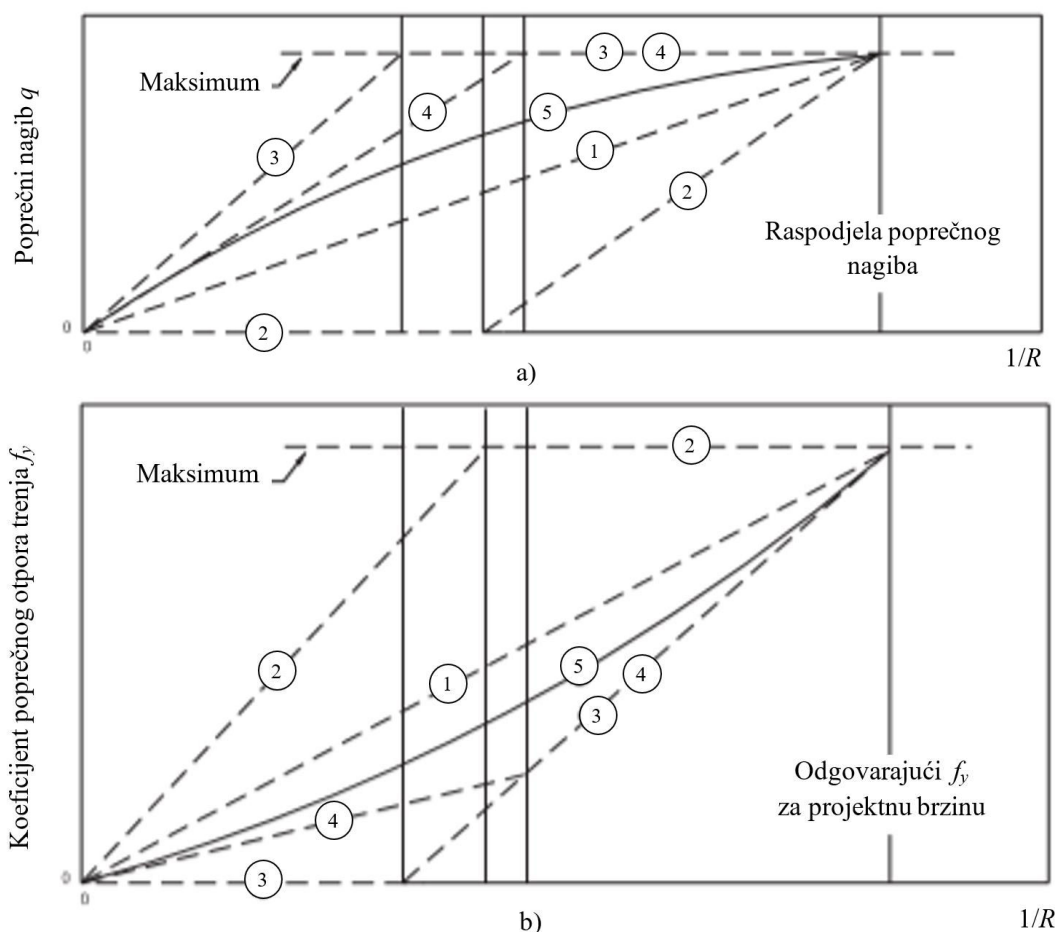
Metoda 2: Pri vožnji projektnom brzinom u blažim krivinama, prema metodi 2, centripetalno ubrzanje osigurava se samo poprečnim trenjem dok se ne dosegne granična raspoloživa vrijednost. Budući da je djelovanje centripetalne sile veće u krivinama manjih polumjera, u oštrijim krivinama potrebno je povećati poprečni nagib jer poprečno trenje nije dovoljno za osiguravanje potrebnog centripetalnog ubrzanja. Ova metoda strogo ovisi o raspoloživom poprečnom trenju zbog čega je pogodna za područja s promjenjivim brzinama vožnje, kao što su gradske prometnice.

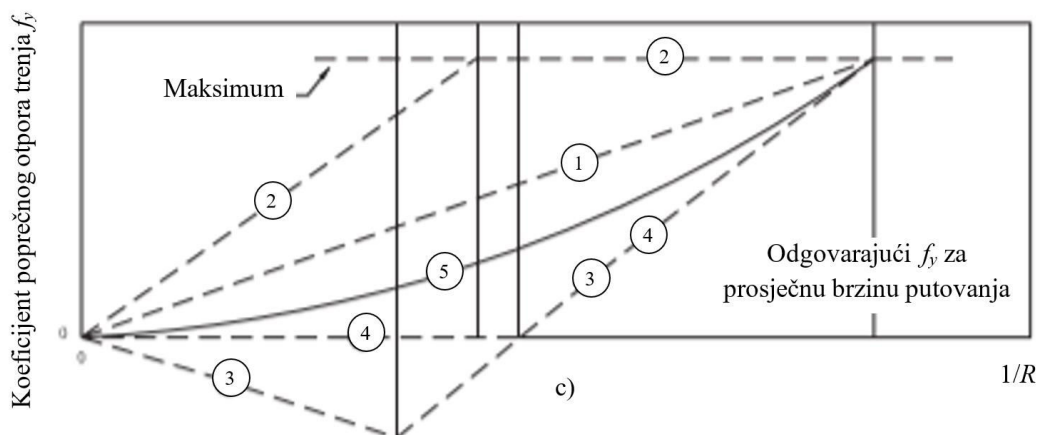
Metoda 3: Za osiguravanje centripetalnog ubrzanja pri vožnji projektnom brzinom, ova metoda pretpostavlja primjenu samo poprečnog nagiba kod krivina velikih polumjera, do najvećeg dozvoljenog. Poprečni otpor trenja se ne koristi u blažim krivinama s poprečnim nagibom manjim od najvećeg dopuštenog. U oštrijim krivinama koristi se najveći dopušteni poprečni nagib uz poprečno trenje koje raste linearno s povećanjem zakrivljenosti. Ukoliko se koristi raspodjela poprečnog nagiba i koeficijenta poprečnog otpora trenja prema metodi 3 uz brzine manje od projektnih, moguća je pojava negativnog bočnog trenja (Slika 3.8, c). Stoga je ovakva raspodjela primjerenija za ceste izvan naselja gdje su veće brzine vožnje.

Metoda 4: Metoda slična metodi 3, ali je uzeta u obzir činjenica da su na cestama većeg intenziteta prometa u vršnim satima brzine uglavnom manje od projektne pa je raspodjela napravljena s obzirom na prosječnu brzinu putovanja.

Metoda 5: Ova metoda koristi vrijednosti između metoda 1 i 3 (4) što daje paraboličnu raspodjelu poprečnog nagiba i koeficijenta poprečnog otpora trenja za krivine većih polumjera. Za projektiranje vangradskih cesta upotrebljava se metoda 5 kojom se indirektno uzima u obzir činjenica da vozači u blažim krivinama voze brzinom većom od projektne. Za blaže krivine naglasak je stavljen na poprečni nagib, dok u krivinama manjih polumjera dominira poprečno trenje. Upravo veći poprečni nagib u blažim krivinama je zapravo jedini konkretan mehanizam za osiguravanje konzistencije toka trase koji *Green Book* [46] definira.

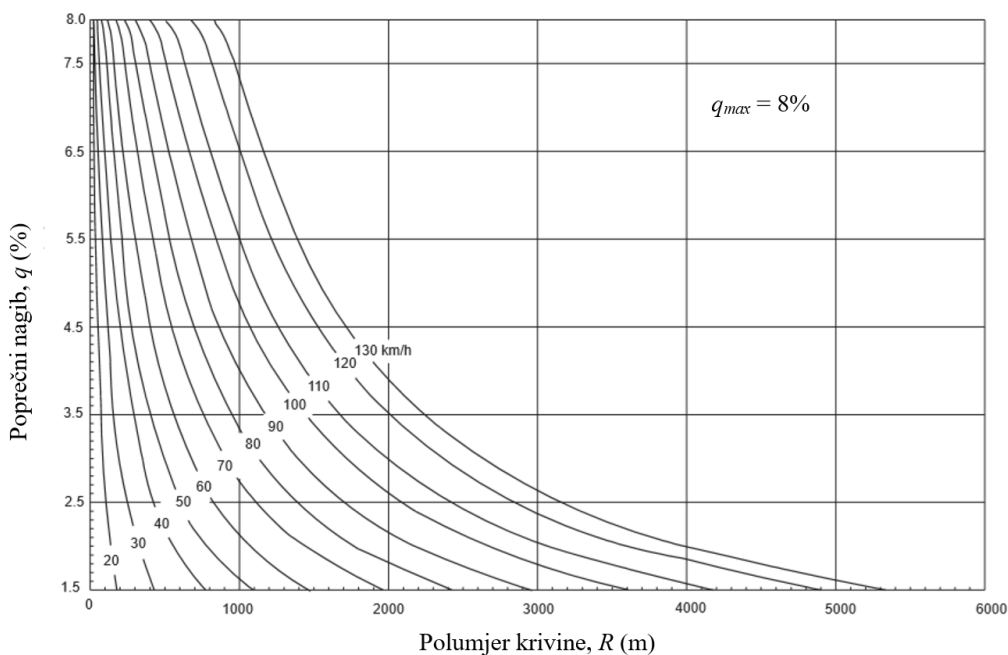
Na slici 3.8 (b) prikazane su raspodjele koeficijenta poprečnog otpora trenja za navedenih pet metoda pri projektnoj brzini, a na slici 3.8 (c) pri prosječnoj brzini putovanja.





**Slika 3.8** Metode raspodjele poprečnog nagiba kolnika i koeficijenta poprečnog otpora trenja [46]

Na temelju metode 5 izrađeni su dijagrami poprečnog nagiba za različite projektne brzine, za pet najvećih dozvoljenih poprečnih nagiba. Na slici 3.9 prikazane su raspodjele poprečnih nagiba za najveći dozvoljeni poprečni nagib od 8%.



**Slika 3.9** Raspodjela poprečnog nagiba kolnika za najveću dopuštenu vrijednost  $q_{max} = 8\%$  [46]

S obzirom na definiranu raspodjelu poprečnog nagiba i koeficijenta poprečnog otpora trenja, definirane su i vrijednosti najmanjih polujera horizontalnih krivina. U tablici 3.5 prikazani su najmanji polujeri kod vangradskih cesta za najveći poprečni nagib od 8%.

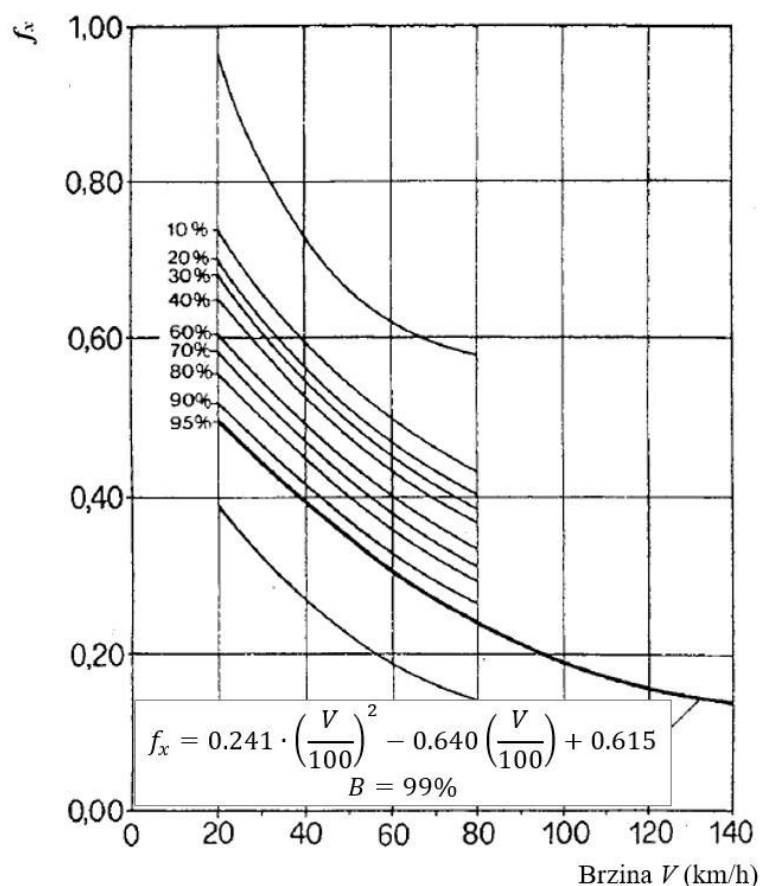
**Tablica 3.5** Najmanji polumjer horizontalne krivine kod vangradskih cesta, za granične vrijednosti poprečnog nagiba i koeficijenta poprečnog otpora trenja [46]

Projektna brzina $V_p$ (km/h)	Najveći poprečni nagib $q_{max}$ (%)	Dopušteni koeficijent poprečnog otpora trenja $f_{y,dop}$	Ukupno $(q/100 + f_{y,dop})$	Najmanji polumjer $R_{min}$ (m)	Zaokružena vrijednost $R_{min}$ (m)
20	8	0.35	0.43	7.3	7
30	8	0.28	0.36	19.7	20
40	8	0.23	0.31	40.6	41
50	8	0.19	0.27	72.9	73
60	8	0.17	0.25	113.4	113
70	8	0.15	0.23	167.8	168
80	8	0.14	0.22	229.1	229
90	8	0.13	0.21	303.7	304
100	8	0.12	0.20	393.7	394
110	8	0.11	0.19	501.5	501
120	8	0.09	0.17	667.0	667
130	8	0.08	0.16	831.7	832

## Njemačka

Njemačke smjernice [44] definiraju najveći dozvoljeni poprečni nagib od 7%, odnosno 8%. Kod određivanja najmanjeg polumjera horizontalne krivine upotrebljava se poprečni nagib od 7%. Budući da su operativne brzine veće od projektnih, pri određivanju poprečnog nagiba u oštrim krivinama primjenjuje se nagib od 8% kako bi se smanjile vrijednosti rezultirajućeg poprečnog otpora trenja. Najmanji poprečni nagib iznosi 2.5%, a izvodi se na pravicima i u blažim krivinama radi osiguranja odvodnje kolnika.

Za razliku od smjernica SAD-a [46], kod kojih se vrijednosti trenja zasnivaju na osjećaju udobnosti vozača, njemačke smjernice upotrebljavaju izmjerene vrijednosti trenja. Dopušteni koeficijenti poprečnog otpora trenja temelje se na mjerenim vrijednostima uzdužnog trenja i konceptu sigurnosti prema kojem mora postojati određena rezerva trenja u poprečnom smjeru. Temelj graničnih vrijednosti svih njemačkih smjernica su opsežna istraživanja iz 1967. godine, napravljena na području Njemačke na 700 različitih vrsta i stanja kolnika [59]. Mjerenja su izvršena za brzine od 20 do 80 km/h, a za maksimalne vrijednosti uzdužnih (tangencijalnih) koeficijenata trenja usvojene su 95 postotne izmjerene vrijednosti, kako je prikazano na slici 3.10.



**Slika 3.10** Izmjerene vrijednosti koeficijenta uzdužnog otpora trenja prema B. Wehner-u [59]

Pri tome je bitno naglasiti da su izmjerene vrijednosti trenja klizanja kod blokiranog kotača (koeficijent uzdužnog klizanja  $i_x = 100\%$ ) [60]. Naime, iz sigurnosnih razloga se za potrebe projektiranja koriste vrijednosti trenja pri 100% klizanju koje su niže od najvećih vrijednosti (za vrijednosti koeficijenta uzdužnog klizanja  $i_x$  između 15 i 20%, kako je prikazano na slici 2.15).

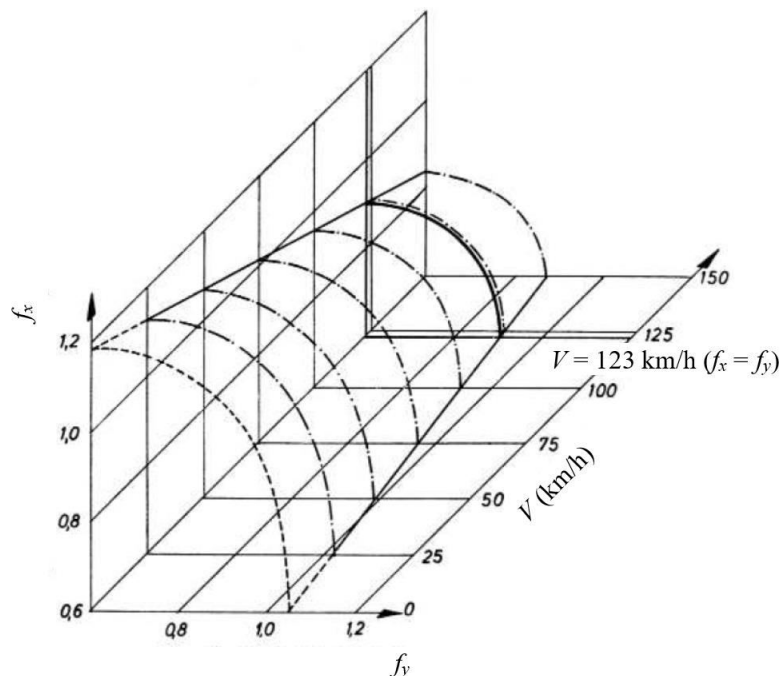
Budući da su mjerenja trenja izvršena samo za brzine do 80 km/h, vrijednosti koeficijenta trenja za veće brzine (80 – 140 km/h) ekstrapolirane su temeljem definiranoga izraza raspodjele trenja, kako je prikazano na slici 3.10. Krivulja koja pokriva 95% izmjerenih vrijednosti koeficijenta uzdužnog otpora trenja sa slike 3.10 primjenjivala se u starijim smjernicama iz 1973. i 1984., dok smjernice iz 1995. [44] definiraju izmijenjeni izraz koji daje nešto drugačije vrijednosti trenja (za osobna vozila):

$$f_{x,max} = 0.241 \cdot \left(\frac{V}{100}\right)^2 - 0.721 \cdot \left(\frac{V}{100}\right) + 0.708 \quad (3.5)$$

Krempel [61] je definirao elipse trenja pri različitim brzinama kako je prikazano na slici 3.11. Do brzine od 123 km/h koeficijent poprečnog otpora trenja manji je od uzdužnog pa se kod projektiranja uzima odnos koji odgovara brzini od 50 km/h:

$$f_{y,max} = 0.925 \cdot f_{x,max} \quad (3.6)$$

Faktor redukcije 0.925 predstavlja odnos najvećih raspoloživih vrijednosti trenja u poprečnom i uzdužnom smjeru nastalog zbog karakteristika pneumatika.

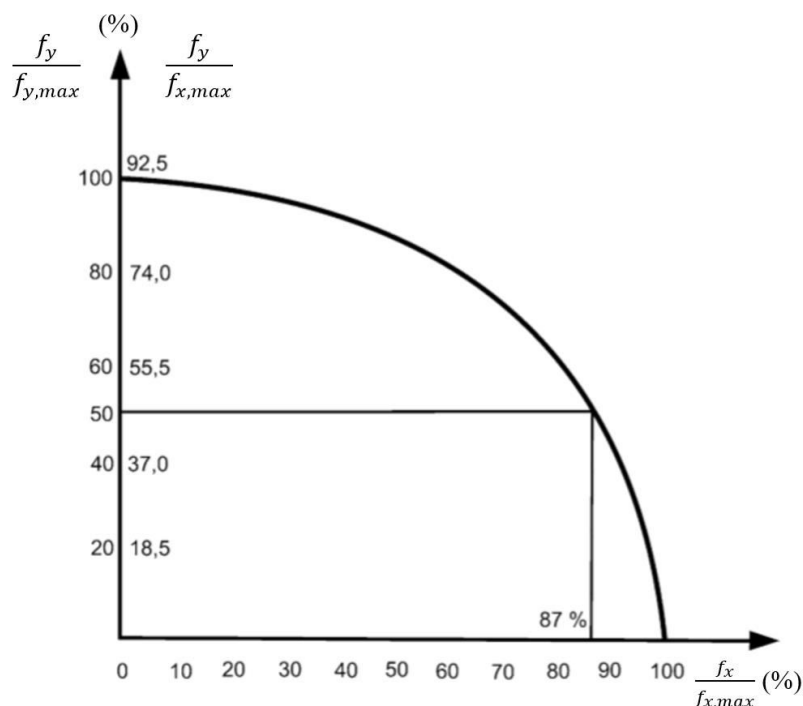


**Slika 3.11** Odnos uzdužnog i poprečnog koeficijenta trenja prema Krempele-u [61]

Za dopuštene vrijednosti koeficijenta poprečnog otpora trenja uzimaju se znatno niže vrijednosti od najvećih raspoloživih kako bi se omogućila rezerva sigurnosti prilikom različitih manevara kretanja u krivinama koji zahtijevaju korištenje uzdužnog trenja kao što su ubrzavanje, usporavanje i kočenje. Dopušteni koeficijent poprečnog otpora trenja računa se prema izrazu:

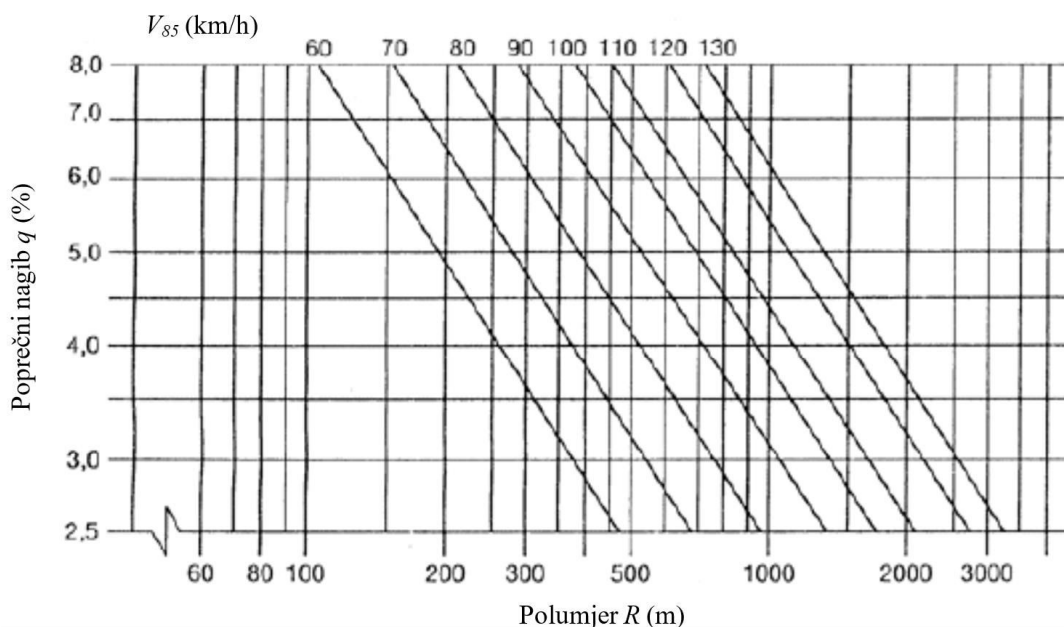
$$f_{y,dop} = n \cdot f_{y,max} \quad (3.7)$$

gdje stupanj iskorištenosti raspoložive vrijednosti trenja  $n$  ovisi o funkciji ceste. Prema njemačkim smjernicama [44], od 10 do 50% raspoloživog trenja treba biti osigurano u poprečnom smjeru, za horizontalne krivine na vangradskim cestama. Drugim riječima, stupanj iskorištenosti iznosi 50% u krivinama najmanjeg polumjera ( $s$  najvećim dopuštenim poprečnim nagibom), čime se osigurava da u uzdužnom smjeru ostane još 87% raspoloživog trenja, kako je prikazano na slici 3.12. U krivinama većih polumjera taj postotak se smanjuje pa stupanj iskorištenosti raspoložive vrijednosti trenja iznosi  $n = 10\%$  za granične polumjere s minimalnim poprečnim nagibom kolnika od 2.5%. Za gradske ceste se osigurava čak 70% najvećeg raspoloživog trenja u poprečnom smjeru u krivinama najmanjeg polumjera jer manje brzine i česti prekidi vožnje zahtijevaju više trenja u krivinama.



**Slika 3.12** Odnos uzdužnog i poprečnog koeficijenta otpora trenja [60]

Na temelju dopuštenih vrijednosti koeficijenta poprečnog otpora trenja i poprečnog nagiba kolnika, njemačke smjernice [44] definiraju logaritamski graf odnosa poprečnog nagiba i polumjera horizontalne krivine prema kojem se određuju vrijednosti poprečnog nagiba u blažim krivinama ( $R > R_{min}$ ) ovisno o operativnoj brzini  $V_{85}$  (Slika 3.13).



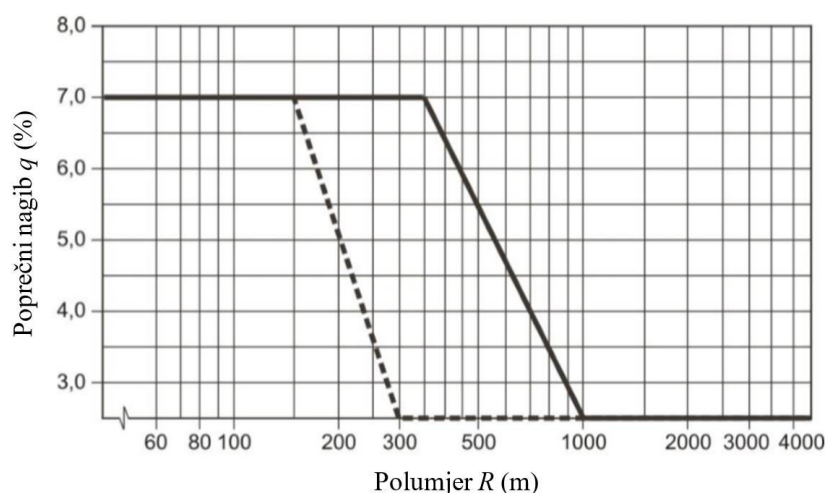
**Slika 3.13** Odnos poprečnog nagiba kolnika i polumjera horizontalne krivine prema njemačkim smjernicama [44]

Također su definirani i najmanji polumjeri horizontalnih krivina te granični polumjeri s najmanjim poprečnim nagibom (Tablica 3.6).

**Tablica 3.6** Granični polumjeri horizontalnih krivina prema njemačkim smjernicama [44]

Projektna brzina $V_p$ (km/h)	Najmanji polumjer $R_{min}$ (m)	
	$q = 7.0\%$ $n = 50\%$	$q = 2.5\%$ $n = 10\%$
50	80	320
60	120	490
70	180	700
80	250	980
90	340	1400
100	450	1700
120	720	2700

Prema novim njemačkim smjernicama za projektiranje vangradskih cesta [45] zadržane su granične vrijednosti poprečnog nagiba ( $q_{min} = 2.5\%$ ,  $q_{max} = 7.0\%$ ), ali je definirana jedinstvena raspodjela poprečnog nagiba kolnika u krivini, ovisno samo o polumjeru krivine (Slika 3.14). Pri tome se puna crta odnosi na slobodne cestovne dionice, a crtkana linija na zone raskrižja. Može se uočiti da je prema novim njemačkim smjernicama [45] u svim krivinama polumjera manjeg od 350 m obavezna primjena najvećeg poprečnog nagiba od 7%, neovisno o brzini vožnje. U usporedbi sa starim smjernicama to je znatno povećanje poprečnog nagiba. Naime, prema starim smjernicama [44] se za slučaj brzine od 60 km/h, već u krivinama polumjera većih od 120 m primjenjivao poprečni nagib manji od 7% (Slika 3.13).



**Slika 3.14** Odnos poprečnog nagiba kolnika i polumjera horizontalne krivine prema njemačkim smjernicama [45]

U novim njemačkim smjernicama [45] nisu jasno definirane vrijednosti najmanjih dopuštenih polumjera krivina ali su preporučeni rasponi veličina polumjera ovisno o klasi ceste



(Tablica 3.7). Kod cesta nižih klasa (2 do 4) dozvoljena je primjena do 15% manjih polumjera uz osiguranje visoke razine konzistencije polumjera susjednih krivina, odnosno u tom slučaju odnos polumjera susjednih krivina treba biti u “dobrom području“ (prema slici 3.2).

**Tablica 3.7** Preporučeni rasponi polumjera horizontalnih krivina i najmanjih duljina kružnih lukova prema njemačkim smjernicama iz 2012. [45]

Klasa ceste	Raspon polumjera $R$ (m)	Najmanja duljina kružnog luka $L_k$ (m)
KLASA 1	$\geq 500$	70
KLASA 2	400 – 900	60
KLASA 3	300 – 600	50
KLASA 4	200 – 400	40

## Hrvatska

Prema hrvatskom Pravilniku za projektiranje cesta [19], najveća dopuštena veličina poprečnog nagiba kolnika u kružnom luku izvodi se u krivini najmanjeg polumjera i iznosi 7%. Najmanji poprečni nagib kolnika na pravcu i u blažim krivinama iznosi 2.5%, a primjenjuje se radi odvodnje kolnika.

Budući da je hrvatski Pravilnik izrađen na temelju njemačkih smjernica iz 1973. i 1984., najveće dopuštene vrijednosti uzdužnog trenja odgovaraju 95 postotnoj krivulji raspodjele mjerenih vrijednosti prema Wehner-u (Slika 3.10):

$$f_{x,max} = 0.214 \cdot \left(\frac{v}{100}\right)^2 - 0.640 \cdot \left(\frac{v}{100}\right) + 0.615 \quad (3.8)$$

U krivinama najmanjih polumjera uzima se 60% najvećih raspoloživih vrijednosti trenja pa se dopušteni koeficijent poprečnog otpora trenja određuje prema sljedećem izrazu:

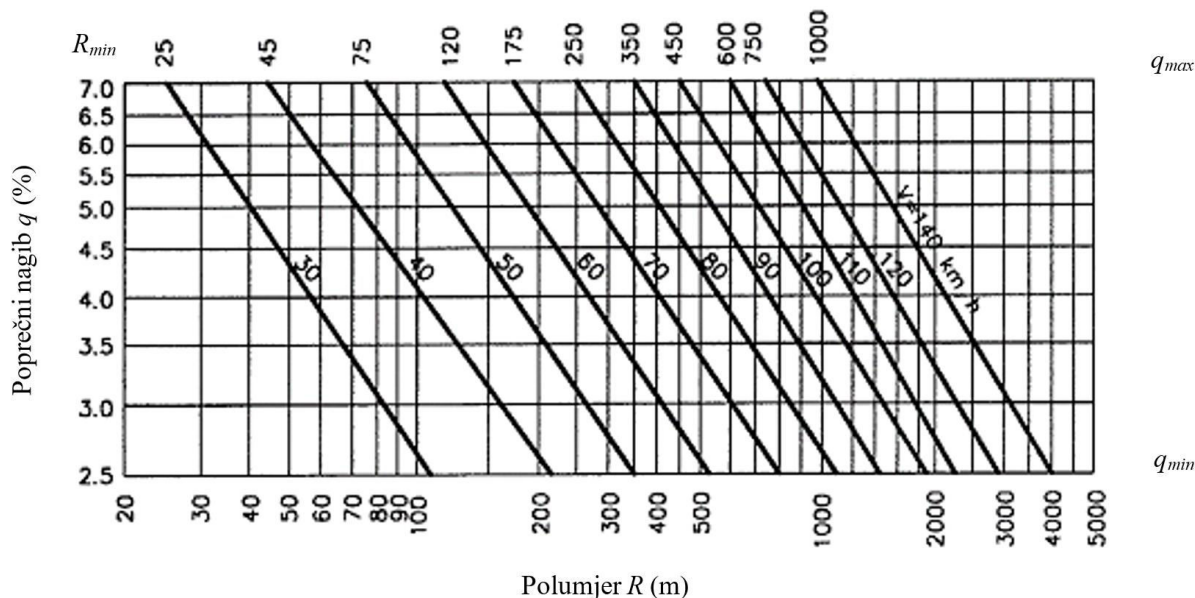
$$f_{y,dop} = 0.6 \cdot 0.925 \cdot f_{x,max} \quad (3.9)$$

Također su definirani granični polumjeri  $R_G$  kod kojih se koristi najmanji poprečni nagib od 2.5%, a izračunati su za stupanj iskorištenosti raspoložive vrijednosti trenja od 10%. Najmanji polumjeri horizontalnih krivina kao i granični polumjeri kod kojih je poprečni nagib jednak nagibu u pravcu, za pojedine projektne brzine, prikazani su u tablici 3.8.

**Tablica 3.8** Granični polumjeri horizontalnih krivina prema hrvatskom Pravilniku [19]

$V_p$ (km/h)	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
$R_{min}$ (m)	25	45	75	120	175	250	350	450	600	750	850
$R_G$ (m)	110	220	350	535	800	1100	1450	1900	2350	2950	3400

Raspodjela poprečnog nagiba kolnika u odnosu na polumjer krivine definirana je logaritamskim grafom (Slika 3.15). U krivinama polumjera većih od najmanjeg dozvoljenog ( $R_{min} > R > R_G$ ), poprečni nagib određuje se iz logaritamskog grafa ovisno o računskoj brzini, dok se u krivinama jako velikih polumjera ( $R > R_G$ ) uzima poprečni nagib od 2.5%.



Slika 3.15 Odnos poprečnog nagiba kolnika i polumjera horizontalne krivine prema [19]

### 3.1.3 Nedostaci postojećih smjernica za projektiranje elemenata horizontalnog toka trase

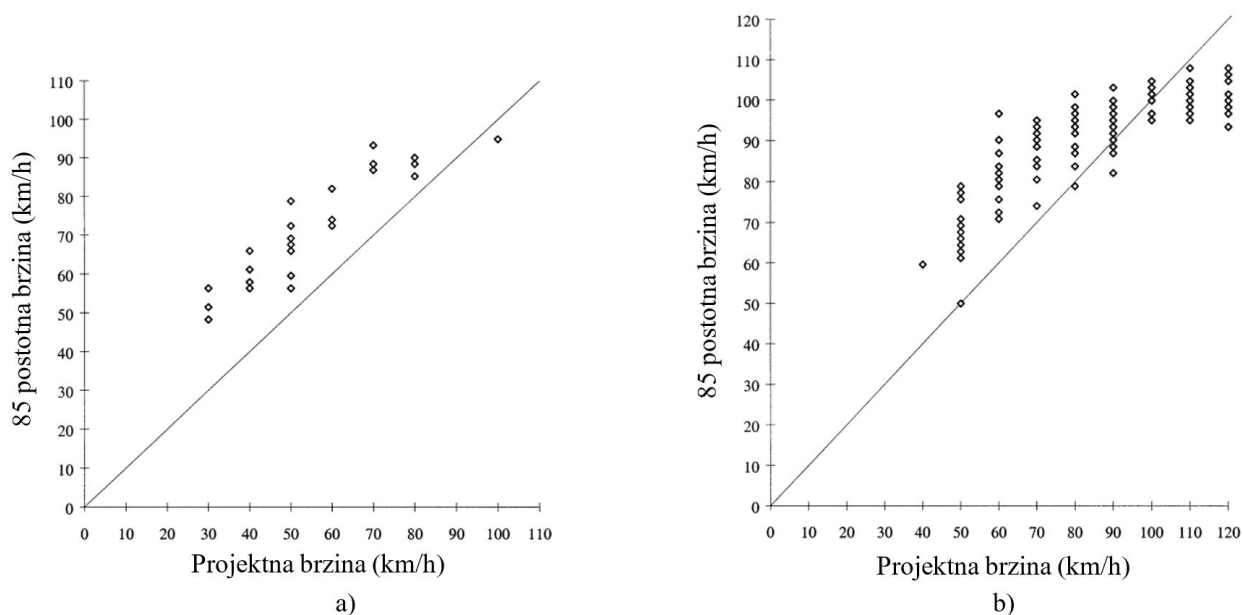
Opisani su različiti pristupi za projektiranje cesta čija osnovna razlika leži u primjeni nešto realnijih brzina i mjera za osiguravanje konzistencije kod njemačkih smjernica [44] te pojednostavljena verzija temeljena na klasama cesta [45]. Postoji razlika i kod definiranja graničnih vrijednosti poprečnog nagiba i koeficijenata poprečnog otpora trenja, međutim, osnovni princip projektiranja u pravilu je isti. Temelj svih smjernica za projektiranje cesta je jednostavni model materijalne točke koji se zasniva na brojnim pretpostavkama. Modelom materijalne točke vozilo se aproksimira masom koncentriranom u težištu, na cesti bez uzdužnog nagiba. Na taj način zanemaruju se brojni čimbenici koji utječu na ponašanje vozila u krivini. Nedostaci procedura za projektiranje horizontalnih krivina iz postojećih smjernica opisani su u nastavku. Uočene su manjkavosti nekih smjernica u smislu odabira i primjene mjerodavnih brzina koje se koriste prilikom projektiranja cesta. Zatim su izložene pretpostavke modela materijalne točke, odnosno čimbenici koji se tim jednostavnim modelom zanemaruju te je uočen nedostatak postojećih

procedura projektiranja horizontalnih krivina u smislu pretpostavke da polumjer putanje vozila odgovara polumjeru krivine.

### Brzine kod projektiranja cesta i pravila konzistencije

Klasični koncept projektne brzine temelj je svih smjernica za projektiranje cesta. Jedan od najvećih nedostataka koncepta projektne brzine jest što se za cijeli potez ceste upotrebljava brzina definirana na temelju najstrožih elemenata te dionice. Na taj način omogućena je sigurna vožnja u krivinama najmanjeg polumjera, dok su u blažim krivinama i na pravcima moguće i veće brzine vožnje što se kod klasičnog koncepta projektne brzine ne uzima u obzir. Koncept projektne brzine temelji se na pretpostavci da vozači voze projektnom brzinom te da je osigurana konzistencija. Brojna istraživanja pokazala su da primjena klasičnog koncepta projektne brzine vrlo često rezultira nekonzistentnim tokom trase, i to najčešće uočavanjem razlika između projektnih i operativnih brzina.

Prema [15], operativne brzine u horizontalnim krivinama dvotračnih vangradskih cesta zabilježene na području SAD-a (podaci iz 1991. prema [62]) bile su veće od projektnih u slučajevima projektnih brzina nižih od 80 km/h (Slika 3.16, a). Na temelju podataka iz 1992. godine snimljenih u horizontalnim krivinama također na području SAD-a, Krammes [15] je pokazao da su operativne brzine prekoračile vrijednosti projektnih brzina u gotovo svim krivinama s projektnim brzinama manjim od 90 km/h (Slika 3.16, b).



**Slika 3.16** Odnos operativne i projektne brzine [15]

Usporedbe operativnih i projektnih brzina zabilježene i u nekim drugim zemljama svijeta, dale su slične rezultate. McLean [14] je na području Australije uočio da su operativne brzine veće od projektnih u krivinama kod kojih je projektna brzina manja od 90 km/h.

Kako bi objasnili neusklađenost projektnih s operativnim brzinama zabilježenim na terenu, mnogi autori analizirali su manjkavosti klasičnog koncepta projektne brzine. U nastavku su definirani nedostaci klasičnog koncepta prema smjernicama SAD-a, i to nedostaci u načinu odabira te kod primjene projektne brzine.

Prema smjernicama SAD-a [46], definirani su brojni čimbenici prema kojima se određuje projektna brzina, međutim konkretne mjere postoje samo za konfiguraciju terena i kategoriju ceste [16]. McLean [13] ističe da tako određena projektna brzina nije više brzina kojom vozi grupa brzih vozača, već je više proceduralna vrijednost koja se koristi prilikom projektiranja elemenata toka trase. Prema [12], pojam projektne brzine promijenio je značenje od onog temeljnog koji bi trebao imati. Projektna brzina trebala bi predstavljati brzinu očekivanu s obzirom na ponašanje vozača, međutim projektna brzina postala je brzina sigurne vožnje promatrano sa stajališta projektanta.

U smjernicama za projektiranje SAD-a [46] navode se brojne preporuke koje su ispravne i odražavaju osnovnu namjeru koncepta projektne brzine, međutim ne postoje kvantitativne mjere kojima bi se iste i osigurale. Kod ovako definiranog koncepta projektne brzine uočeni su brojni nedostaci u smislu primjene projektne brzine, a jedan od najvećih jest činjenica da operativna brzina nije uključena u postupak projektiranja. Jedna od temeljnih pretpostavki koncepta jest da je zajamčena konzistencija brzina ukoliko se svi elementi trase projektiraju na temelju iste vrijednosti projektne brzine. U praksi se ta pretpostavka vrlo često ne ostvaruje jer se projektna brzina odnosi samo na horizontalne krivine, a ne i na pravce [15]. Nije ograničena primjena pravaca i blažih krivina, odnosno nisu definirane duljine pravaca i veličine polumjera krivina susjednih elemenata koje će osiguravati konzistenciju. Upravo zato, poticanje primjene raskošnijih elemenata može imati negativan učinak na konzistenciju elemenata toka trase. Dugački pravci i blage krivine dovode do većih operativnih brzina što na cestama na kojima postoje i krivine malih polumjera može dovesti do opasnih situacija. Ako nakon segmenta gdje mogu ostvariti veću brzinu, naiđu na krivinu malog polumjera, vozači moraju znatno smanjiti brzinu što svakako ne predstavlja harmoničnu i sigurnu vožnju [63].

Pregledom postojećih smjernica za projektiranje cesta može se uočiti da je kod smjernica SAD-a [46] jedina mjera za osiguravanje konzistencije upotreba većeg poprečnog nagiba kolnika u blažim krivinama čime se uzima u obzir činjenica da operativne brzine prekoračuju projektne.

Iako su izvršena brojna istraživanja koja su ukazala na nedostatke te je razvijen veliki broj modela brzina, smjernice SAD-a još uvijek upotrebljavaju klasični koncept projektne brzine. Ipak, većina europskih zemalja uključile su operativnu odnosno računsku brzinu u postupak projektiranja, i to prilikom određivanja poprečnog nagiba kolnika i duljine zaustavne preglednosti te kao mjeru za osiguravanje konzistencije. Međutim, bitno je istaknuti da postoji razlika u načinu određivanja operativne i računske brzine. Operativna brzina prema njemačkim smjernicama [44] određuje se iz empirijskog izraza na temelju zakrivljenosti i širine kolnika, odnosno rezultat je istraživanja provedenih na njemačkim cestama. Za razliku od Njemačke, Hrvatska i još neke europske zemlje, za operativnu brzinu koriste teoretsku vrijednost, tzv. računsku brzinu, koja se određuje iz poprečne stabilnosti vozila u krivini.

Veliki nedostatak hrvatskog Pravilnika [19] je primjena računske umjesto operativne (85 postotne) brzine. Računska brzina je teoretska vrijednost i s obzirom na način na koji se određuje, ne odgovara stvarnim brzinama vožnje. Računska brzina služi za određivanje poprečnog nagiba kolnika u krivini, duljine zaustavne preglednosti te za osiguranje konzistencije brzina, a to su sa stajališta sigurnosti najvažniji elementi toka trase. Primjena računske brzine rezultira projektiranjem cesta s elementima koji ne odgovaraju stvarnim brzinama, a time i potencijalnim ugrožavanjem sigurnosti odvijanja prometa. Dodatni nedostatak hrvatskog Pravilnika [19] vezan je za projektiranje cesta nižeg ranga (ceste 3., 4. i 5. kategorije) kod kojih se projektna brzina uzima kao računsku te se automatski podcjenjuju stvarne brzine vožnje što može dovesti do prekoračenja vrijednosti otpora trenja ugodne vožnje te može biti uzrokom nesreća.

Neusklađenost projektnih s operativnim brzinama, odnosno ograničenja koncepta projektne brzine, potaknula su razvoj velikog broja modela operativnih brzina. Detaljan pregled postojećih modela brzina dan je u nastavku (poglavlje 3.2).

### **Model materijalne točke**

Postojeće smjernice za projektiranje zasnivaju se na jednostavnom modelu materijalne točke koji se temelji na pretpostavci da se sve sile koje djeluju na vozilo sijeku u težištu. Na taj način zanemaruje se raspodjela sila na pojedine osovine i pitanje je koliki rizici se rade izostavljanjem određenih utjecaja. Budući da je koeficijent poprečnog otpora trenja jednostavno odnos poprečne i normalne sile na kotaču vozila, poprečno trenje uvelike ovisi o promjenama u iznosu vertikalnih sila. Nejednolika raspodjela sila trenja na pojedinim osovinama odnosno kotačima utječe na ponašanje vozila, a do preraspodjele sila dolazi uslijed:

- izvedbe vozila;
- uzdužnog nagiba;
- usporavanja (kočenja) ili ubrzavanja;
- bočnog prijenosa težine na vanjske kotače prilikom kružnog gibanja.

Gotovo sva vozila izvedena su s nejednolikom raspodjelom težine na pojedinim osovinama, odnosno centar gravitacije ne poklapa se s geometrijskim središtem vozila. Danas se većina europskih vozila proizvode s motorom na prednjoj strani vozila, s većom težinom na prednjoj osovini. Najčešće je približno 60% težine na prednjim, a 40% na stražnjim kotačima [28].

Uzdužni nagib također utječe na ponašanje vozila u krivini zbog preraspodjele opterećenja kao i zbog manevara u vožnji koje takve situacije podrazumijevaju. Na usponu se opterećenje prenosi na stražnje kotače, dok je na cesti u padu veće opterećenje na prednjim kotačima. Osim same preraspodjele sila uslijed uzdužnog nagiba, postoji određeni način ponašanja vozača koje uspon odnosno pad zahtijevaju, a značajno utječe na ponašanje vozila u krivini. Prilikom vožnje u padu, vozači imaju tendenciju za usporavanjem kako bi održali željenu brzinu, dok na usponu nema usporavanja već se za održavanje brzine koristi samo snaga motora [11].

U smjernicama SAD-a [46] istaknuta je potreba za izmjenama vrijednosti osnovnih elemenata u slučaju oštih horizontalnih krivina na cestama u padu, međutim nisu definirane konkretne kvantitativne mjere. Veće brzine na padovima, odnosno manje brzine na usponima zahtijevaju različite vrijednosti poprečnog nagiba kolnika. Iako nisu definirane vrijednosti poprečnog nagiba u slučaju horizontalne krivina na usponu ili padu, daje se preporuka za korištenje većih projektnih brzina u slučajevima ceste u padu, odnosno manjih brzina na usponu.

Kao što je već objašnjeno u sklopu poglavlja Dinamika vozila (poglavlje 2.4), manevri ubrzavanja i usporavanja u krivini rezultiraju dinamičkim prijenosom težine. Prilikom usporavanja, vozilo se blago nagne naprijed pa je veće opterećenje na prednjim kotačima, dok se prilikom ubrzavanja veći dio težine prenese na stražnje kotače čime se mijenja raspodjela otpora trenja na pojedinim osovinama.

Nejednolika raspodjela težine dolazi do izražaja i kod vožnje u krivini. Prilikom kružnog gibanja, dolazi do bočnog prijenosa opterećenja odnosno veće opterećenje preuzimaju vanjski kotači. Ovaj utjecaj može se uzeti u obzir samo primjenom višedimenzionalnih modela vozila te neće biti razmatran u sklopu ovoga rada.

Osim utjecaja nejednolike raspodjele opterećenja na pojedinim kotačima, postoje još neke situacije koje se modelom materijalne točke zanemaruju. Jedna od njih je kombinacija

horizontalne i vertikalne krivine. Situacija s preklapanjem horizontalne i vertikalne krivine predstavlja potencijalni problem kod poprečne stabilnosti vozila jer, osim centripetalne sile s djelovanjem prema centru horizontalne krivine, postoji i centripetalna sila vertikalne krivine. Centripetalno ubrzanje u vertikalnom smjeru znatno je manje od horizontalnog zbog većih polumjera vertikalnih krivina, ali utječe na smanjenje normalne komponente što rezultira povećanjem potrebnog trenja u poprečnom smjeru.

Također bi trebalo ispitati i utjecaj djelovanja udara vjetra na poprečnu stabilnost vozila u krivini što je još jedna kritična situacija koja se modelom materijalne točke zanemaruje.

S obzirom na definirani obuhvat i osnovne ciljeve ovoga rada, utjecaj centripetalnog ubrzanja uslijed vertikalne krivine u kombinaciji s horizontalnom krivinom, kao i utjecaj vjetra na poprečnu stabilnost vozila u krivini, neće se uzeti u obzir u ovome radu.

### **Polumjer horizontalne krivine**

Kod projektiranja horizontalnog toka trase uobičajeno se koristi pretpostavka da polumjer putanje vozila odgovara veličini polumjera krivine što vjerojatno proizlazi iz činjenice da se projektiranje cesta razvilo na temelju projektiranja željeznica [47]. Ovisno o veličini polumjera putanje vozila dovodi se u pitanje potražnja za poprečnim otporom trenja, odnosno upitna je stvarna margina sigurnosti, tj. rezerva trenja do proklizavanja. Također, znatnije odstupanje polumjera putanje vozila od projektirane vrijednosti, svakako je jasan pokazatelj nekonzistencije toka trase. U prijašnjim istraživanjima, koja su bila relativno ograničena u tehnikama određivanja polumjera putanje vozila, zabilježeno je nekoliko studija analize polumjera putanje vozila te analize bočnog položaja vozila u krivini [11, 20 – 27]. Bočni položaj vozila u krivini definira se kao bočna udaljenost od unutarnjeg ruba kolnika do vozačeve strane vozila [27], a u navedenim istraživanjima uglavnom je mjeren u nekoliko točaka krivine.

Još u drugoj polovini 20. stoljeća, istraživači su pokušavali odrediti vezu između putanje vozila u krivini i projektiranih elemenata ceste [20 – 22]. U navedenim studijama korištene su video kamere za određivanje bočnog položaja vozila u krivini te je ustanovljeno da putanje vozila većine vozača odstupaju od projektirane geometrije krivine. Prema istraživanju [21], projektirani polumjer krivine je od 1.1 do 1.5 veći od kritičnog polumjera putanje vozila, nastalog uslijed korekcijskog podešavanja upravljača pri vožnji krivinom uslijed podcjenjivanja polumjera krivine. U radu [22] definiran je i odnos projektiranog polumjera krivine u osi ceste  $R$  te kritičnog polumjera  $R_{kritični}$ :

$$\frac{R}{R_{kritični}} = 1.15 \quad (3.10)$$

Wong i Nicholson [23, 24] uspoređivali su vrijednosti polumjera putanja vozila na sredinama šest krivina s projektiranim vrijednostima u osi ceste te su došli do zaključka da polumjer putanje znatno odstupa od polumjera krivine (gotovo u svim krivinama srednja vrijednost polumjera putanje vozila bila je veća od polumjera krivine u osi ceste). Srednje vrijednosti polumjera putanja vozila znatno se razlikuju ovisno o tome da li se radi o putanjama s unutarnje ili vanjske strane iste krivine, a uočene su i velike vrijednosti standardnih devijacija stvarnih polumjera putanja vozila. Nicholson [47] ističe da bi u situacijama u kojima se očekuje znatnije odstupanje, umjesto polumjera u osi ceste bilo bolje uzeti polumjer putanje vozila, međutim, nije određen model koji definira odnos veličine polumjera putanje vozila i čimbenika koji utječu na njegov izbor.

Spacek [25] je analizirao putanje vozila na temelju stvarnih podataka (brzine i putanje vozila u krivinama dvotračnih vangradskih cesta) prikupljenih pomoću posebno osmišljene opreme za snimanje temeljene na ultrazvučnim senzorima i kamerama.

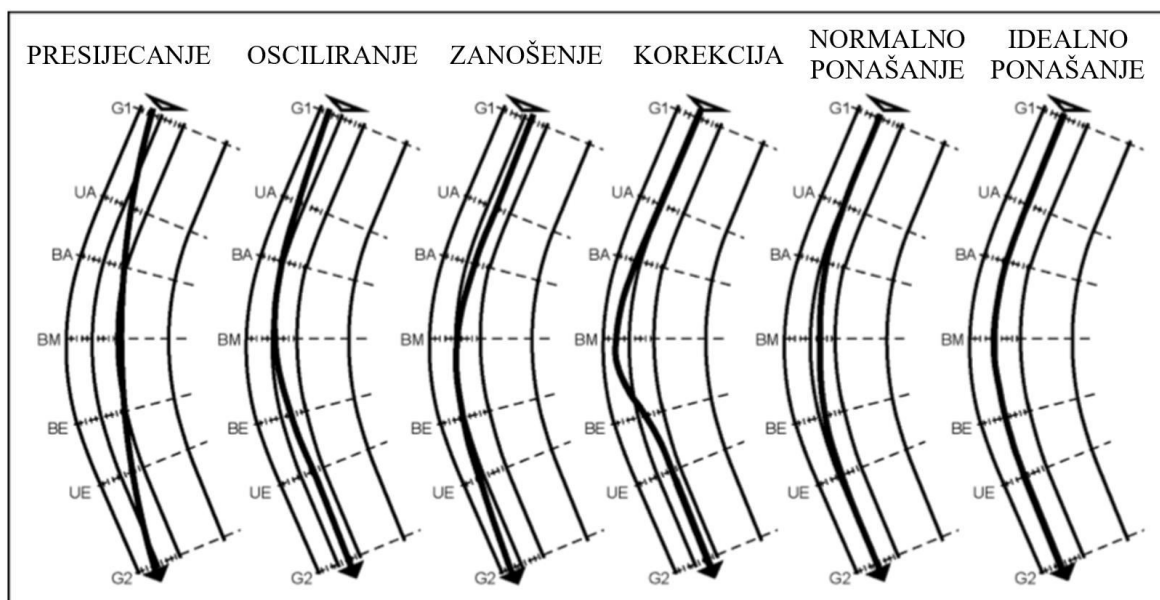
Najvažniji rezultat istraživanja [25] je definiranje 6 osnovnih tipova putanje vozila u krivini (Slika 3.17):

1. I – tip (engl. *Ideal*, idealno ponašanje) odgovara putanji vozila po sredini voznog traka. Ovakav tip putanje vozila pretpostavlja se prilikom projektiranja ceste.
2. N – tip (engl. *Normal*, normalno ponašanje) predstavlja simetričnu putanju vozila po sredini voznog traka, s blagim presijecanjem u tjemenu krivine, odnosno pomicanjem vozila prema unutarnjoj strani krivine, bez da rubovi vozila dodiruju sredinu ceste.
3. K – tip (engl. *Correcting*, korekcijski) je putanja vozila u obliku slova S, sa znatnim zanošenjem prema vanjskoj strani krivine nakon čega slijedi ispravljanje kuta volana u drugoj polovini krivine. Opisani tip ponašanja se događa kada vozači nehotično podcijene zakrivljenost i/ili duljinu krivine, u želji da prolazak krivinom bude što ugodniji, odnosno izveden većim polumjerom.
4. D – tip (engl. *Drifting*, zanošenje) je asimetrična putanja vozila između početka i kraja krivine, s izraženom tendencijom vožnje lijevom stranom na početku krivine te povećanim zanošenjem na desnu stranu prema kraju krivine (za slučaj lijevih krivina; analogno je i za desne krivine).
5. S – tip (engl. *Swinging*, osciliranje) je asimetrična putanja vozila, s izraženom tendencijom vožnje desnom stranom na početku krivine te povećanim zanošenjem na



lijevu stranu prema kraju krivine (za slučaj lijevih krivina; analogno je i za desne krivine).

6. C – tip (engl. *Cutting*, presijecanje krivine) se odnosi na tzv. presijecanje krivine, odnosno značajno pomicanje vozila prema centru krivine unutar područja kružnoga luka (svjestan postupak vozača u svrhu ugodnije vožnje smanjenjem centripetalnog ubrzanja).

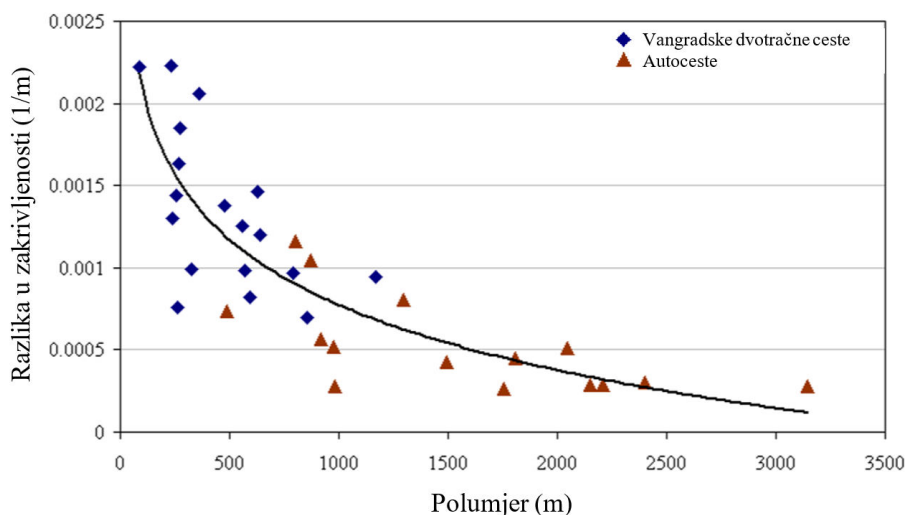


Slika 3.17 Različiti tipovi putanje vozila u krivini [25]

Ukoliko se promatra tip putanje vozila u krivini koji je najkritičniji u smislu prekoračenja raspoloživih vrijednosti poprečnog otpora trenja (Spacek-ov korekcijski tip putanje [25]), Bonneson [11] je definirao kritični polumjer putanje vozila koji se računa kao 87% najmanjeg polumjera krivine:

$$R_k = \frac{R_{min}}{1.15} \quad (3.11)$$

Said i dr. [26] proveli su eksperimentalno istraživanje kako bi prikupili podatke o ponašanju vozača (putanja vozila, kut zakretanja prednjih kotača, brzina, poprečno i uzdužno ubrzanje), koristeći testno vozilo opremljeno različitom opremom (*Corsa data acquisition box* – GPS uređaj za mjerenje performansi vožnje, laserski pištolji za mjerenje udaljenosti između testnog vozila i susjednih vozila u svrhu ustanovljenja uvjeta slobodne vožnje, video kamere). Podaci su snimani na različitim vrstama cesta (gradskim i vangradskim, autocestama i dvotračnim cestama). Na temelju snimljenih podataka, definiran je utjecaj polumjera krivine na razliku u zakrivljenosti između putanje vozila i osi ceste (Slika 3.18). Na ordinati su prikazane razlike u zakrivljenosti  $((1/R)_{VP_{85}} - (1/R)_C)$ , gdje  $(1/R)_{VP_{85}}$  predstavlja 85 postotnu zakrivljenost putanje vozila u točki najveće zakrivljenosti određene krivene, a  $(1/R)_C$  je zakrivljenost osi ceste.



Slika 3.18 Odnos između polumjera krivine i razlike zakrivljenosti [26]

Na temelju snimljenih podataka (pomoću pneumatskog brojila) Fitzsimmons i dr. [27] razvili su modele za određivanje operativne brzine i bočnog položaja vozila u krivini. Uočeno je da brzina i bočni položaj vozila na početku krivine imaju utjecaj na izbor putanje vozila i profil brzine.

### 3.2 Operativne brzine

U posljednjih šezdeset godina provedena su brojna istraživanja u različitim dijelovima svijeta u svrhu analize operativnih brzina te je razvijen veliki broj modela za procjenu operativnih brzina [17]. Većina modela odnosi se na procjenu brzina u horizontalnim krivinama, dok je zabilježeno samo nekoliko pokušaja određivanja modela za predviđanje operativnih brzina na pravcima. Naime, budući da su horizontalne krivine “crne točke“ prometnog sustava, proučavanjem operativnih brzina u krivinama bavio se veliki broj istraživača. Također, puno je lakše modelirati operativne brzine u horizontalnim krivinama zbog jake korelacije sa zakrivljenosti krivine [64]. Broj modela za predviđanje operativnih brzina na pravcima u literaturi je znatno manji od modela za krivine zato što na pravcu vozači imaju izrazito veću slobodu odabira brzina nego u krivinama pa je i broj varijabli koje utječu na vozačev izbor brzine puno veći i teže ih je identificirati [65].

Većina navedenih modela razvijena je na točkasto snimanim podacima koristeći tzv. pištolj za mjerenje brzina (radar, LIDAR), video kamere, pneumatska brojila i štoperice. U prijašnjim istraživanjima brzine su se uglavnom mjerile na sredini pravca i horizontalne krivine ili 200 m prije kraja pravca [17]. Osim nerealnih pretpostavki o ponašanju vozača, točkasto mjerenje brzina

ima još nedostataka kao što su pogreška kosinusa, pogreška prilikom očitavanja sa zaslona uređaja te promjena ponašanja vozača uslijed uočavanja opreme za snimanje brzine [17, 66]. Naime, to su uređaji koji rade na principu mjerenja vremena potrebnog radarskom signalu odnosno laserskoj zruci za prelazak puta od uređaja koji odašilje zraku, do objekta i natrag. Uobičajeno odstupanje rezultata nastupa u mjerenju “pod kutom“, tj. kada laserska zraka nije paralelna u odnosu na putanju vozila (tzv. pogreška kosinusa). Zbog brojnih nedostataka točkastog mjerenja brzina, te s razvojem tehnologije, sve se više autora usmjerava na kontinuirano mjerenje podataka. U posljednja dva desetljeća provedeno je nekoliko istraživanja operativnih brzina koja se zasnivaju na kontinuirano mjerenim podacima pomoću GPS uređaja (frekvencija od 1 Hz) [64, 67 – 70]. U usporedbi s prijašnjim načinom snimanja podataka, GPS metodologija ima brojne prednosti. Naime, iz kontinuiranih profila brzina svake pojedine snimljene vožnje jednostavno se mogu odrediti lokacije i vrijednosti kritičnih brzina na pravicima i u horizontalnim krivinama. Osim brzina, GPS omogućuje i određivanje polumjera putanje vozila, što je također važan podatak prilikom analize ponašanja vozila. S obzirom na važnost operativnih brzina, u nastavku je prikazan pregled postojećih modela za predviđanje operativnih brzina u horizontalnim krivinama i na pravicima. Pri tome su navedena samo istraživanja koja se odnose na vangradске dvotračne ceste i osobna vozila.

### 3.2.1 Modeli operativnih brzina u horizontalnim krivinama

Detaljan pregled modela za predviđanje operativnih brzina u horizontalnim krivinama iz različitih zemalja prikazan je u tablici 3.9. Različiti su čimbenici koji se uzimaju u obzir prilikom određivanja operativne brzine u krivinama, a najčešće korišteni su polumjer krivine, brzina kojom vozilo pristupa krivini (pristupna brzina), krivinska karakteristika dionice, očekivana brzina određene homogene dionice, duljina horizontalne krivine, skretni kut, preglednost, dimenzije elemenata poprečnog presjeka, uzdužni nagib i geometrijske karakteristike okolnih elemenata. Ipak, većina istraživanja pokazala je da najveći utjecaj na izbor brzine u krivini imaju polumjer krivine i pristupna brzina.

**Tablica 3.9.** Modeli za procjenu operativnih brzina u horizontalnim krivinama dvotračnih vangradskih cesta i osobna vozila

Zemlja, autor i godina	Vrsta modela	Nezavisne varijable
<b>AUSTRALIJA</b>		
McLean (1981.) [71]	Višestruka linearna regresija	$R, V_o^{(1)}$

<b>FINSKA</b>		
Cardoso i dr. (1998.) [72]	Višestruka linearna regresija	$R$ , 85 postotna brzina na pristupnom pravcu
<b>FRANCUSKA</b>		
Setra (1986.) [73]	Linearna regresija	$K^{(2)}$
Cardoso i dr. (1998.) [72]	Višestruka linearna regresija	$R$ , 85 postotna brzina na pristupnom pravcu
<b>GRČKA</b>		
Kanellaidis i dr. (1990.) [74]	Višestruka linearna regresija	$R$ , $V_{dionice}^{(3)}$
Lamm i dr. (1995.) [75]	Linearna regresija	$K^{(2)}$
Cardoso i dr. (1998.) [72]	Višestruka linearna regresija	$R$ , 85 postotna brzina na pristupnom pravcu
<b>ITALIJA</b>		
Crisman i dr. (2005.) [76]	Višestruka linearna regresija	$R$ , $V_{dionice}^{(3)}$
Marchionna i Perco (2008.) [77]	Višestruka linearna regresija	$K^{(2)}$ , $V_{dionice}^{(3)}$
Cafiso i dr. (2008.) [78]	Višestruka linearna regresija	$V_{dionice}^{(3)}$ , $K_i^{(4)}$
Cafiso i Cerni (2011.) [64]	Višestruka linearna regresija	Prosječna zakrivljenost i prosječni uzdužni nagib
Praticò i Giunta (2012.) [79]	Višestruka linearna regresija	$R$ , uzdužni nagib, duljina prethodnog elementa (pravca ili krivine)
Dell'Acqua (2015.) [80]	Višestruka linearna regresija	$R$ , $V_{dionice}^{(3)}$
Russo i dr. (2016.) [81]	Višestruka linearna regresija	$R$ , širina traka
<b>JORDAN</b>		
Al-Masaied i dr. (1995.) [51]	Višestruka linearna regresija	Stupanj zakrivljenosti krivine, stanje kolnika, uzdužni nagib, polumjeri okolnih krivina, duljina pristupnog pravca, skretni kut
<b>KANADA</b>		
Morrall i Talarico (1994.) [82]	Eksponecijalna regresija	Stupanj zakrivljenosti krivine
Gibreel i dr. (2001.) [83]	Višestruka linearna regresija	$R$ , skretni kut, duljina vertikalne krivine, uzdužni nagib, algebarska razlika uzdužnih nagiba, udaljenost između tjemena horizontalne i vertikalne krivine, poprečni nagib, duljina vertikalne krivine za 1% uzdužnog nagiba
Misaghi i Hassan (2005.) [66]	Linearna regresija	$R$
Nie i Hassan (2007.) [84]	Linearna regresija	$K^{(2)}$
<b>KOLUMBIJA</b>		
Castro i dr. (2011.) [85]	Višestruka linearna regresija	Duljina krivine, skretni kut
<b>NOVI ZELAND</b>		
Bennett (1994.) [86]	Višestruka linearna regresija	$R$ , 85 postotna brzina na pristupnom pravcu
<b>NJEMAČKA</b>		
Lamm i dr. (1993.) [3]	Linearna regresija	$KK^{(5)}$
Smjernice za projektiranje (1995.) [44]	Eksponecijalna regresija	$K^{(2)}$ , širina traka <sup>(6)</sup>
<b>PAKISTAN</b>		
Memon i dr. (2008.) [68]	Linearna regresija	$R$ , duljina horizontalne krivine, duljina pristupnog pravca, polumjeri okolnih krivina, 85 postotna brzina na pristupnom pravcu

<b>PORTUGAL</b>		
Cardoso i dr. (1998.) [72]	Višestruka linearna regresija	$R$ , 85 postotna brzina na pristupnom pravcu
<b>SAD</b>		
Taragin i Leisch (1954.) [87]	Linearna regresija	$R$
Glennon i dr. (1986.) [88]	Linearna regresija	$R$
Lamm i dr. (1987.-1990.) [89 – 91]	Višestruka linearna regresija	$R$ , $KK^{(5)}$ , širina traka <sup>(6)</sup> , širina bankine, dozvoljena brzina, $PGDP$
Islam i Seneviratne (1994.) [92]	Linearna regresija	Stupanj zakrivljenosti krivine
Krammes i dr. (1995.) [93]	Višestruka linearna regresija	Stupanj zakrivljenosti krivine, duljina kružnoga luka, skretni kut, 85 postotna brzina na pristupnom pravcu
Voigt i Krammes (1996.) [94]	Višestruka linearna regresija	Stupanj zakrivljenosti krivine, poprečni nagib kolnika, duljina krivine, skretni kut
Passetti i Fambro (1999.) [95]	Linearna regresija	$R$
Fitzpatrick i dr. (2000.) [96]	Višestruka linearna regresija	$R$ , uzdužni nagib <sup>(7)</sup> , duljina vertikalne krivine za 1% uzdužnog nagiba <sup>(7)</sup> , vertikalna preglednost <sup>(7)</sup>
Ottesen i Krammes (2000.) [97]	Višestruka linearna regresija	Stupanj zakrivljenosti krivine, duljina kružnoga luka
Jessen i dr. (2001.) [98]	Višestruka linearna regresija	Uzdužni nagib na pristupnom pravcu, dozvoljena brzina, $PGDP$
McFadden i dr. (2001.) [99]	Umjetna neuronska mreža	Stupanj zakrivljenosti krivine, duljina krivine, skretni kut
Schurr i dr. (2002.) [100]	Višestruka linearna regresija	Skretni kut, duljina kružnog luka, dozvoljena brzina, uzdužni nagib na pristupnom pravcu, $PDP^{(8)}$
Figueroa i Tarko (2005.) [101]	Analiza panel podataka - MNK <sup>(9)</sup>	$R$ , uzdužni nagib, poprečni nagib, širina traka, širina bankine, preglednost, ograničenje brzine, postotak teških teretnih vozila, blizina raskrižja
<b>ŠPANJOLSKA</b>		
Castro i dr. (2008.) [85]	Linearna regresija	$R$
Pérez-Zuriaga i dr. (2010.) [67]	Višestruka linearna regresija	$R^{(10)}$ , $K^{(2)}$
<b>UJEDINJENO KRALJEVSTVO</b>		
Kerman i dr. (1982.) [102]	Višestruka linearna regresija	$R$ , pristupna brzina krivine
<b>VENEZUELA</b>		
Andueza (2000.) [103]	Višestruka linearna regresija	$R$ , polumjer prethodne krivine, $D^{(11)}$ , duljina pristupnog pravca
<p><sup>(1)</sup> Brzina koja opisuje karakteristike pojedine dionice sa sličnim obilježjima (engl. <i>Desired speed</i> ili <i>speed environment</i>)</p> <p><sup>(2)</sup> Krivinska karakteristika određene dionice (izraz 3.3)</p> <p><sup>(3)</sup> Očekivana brzina određene homogene dionice, određuje se ovisno o krivinskoj karakteristici segmenta ceste <math>K</math> i širini kolnika</p> <p><sup>(4)</sup> Krivinska karakteristika određenog elementa trase (<math>K_i = a_i/L_i</math>; <math>a_i</math>, <math>L_i</math> – skretni kut i duljina promatranog elementa trase)</p> <p><sup>(5)</sup> Krivinska karakteristika horizontalne krivine (izraz 3.2)</p> <p><sup>(6)</sup> Različiti modeli su razvijeni za različite širine trakova</p> <p><sup>(7)</sup> Različiti modeli su razvijeni za različite uvjete trase</p> <p><sup>(8)</sup> Prosječni dnevni promet</p> <p><sup>(9)</sup> “Panel podaci“ se često koriste u ekonometriji kada za neku pojavu postoji više opažanja. U ovome slučaju to omogućuje određivanje različitih percentila brzine određene lokacije trase. Uz panel podatke upotrijebljena je metoda najmanjih kvadrata (MNK).</p> <p><sup>(10)</sup> Različiti modeli za oštrije krivine (<math>70 \text{ m} &lt; R \leq 400 \text{ m}</math>) i blaže krivine (<math>400 \text{ m} &lt; R \leq 950 \text{ m}</math>)</p> <p><sup>(11)</sup> Varijabla preglednosti <math>D = S/250</math> (<math>D \leq 1</math>), <math>S</math> predstavlja najmanju preglednost krivine</p>		

### 3.2.2 Modeli operativnih brzina na pravcima

Budući da su pri vožnji na pravcu vozači znatno manje ograničeni geometrijskim karakteristikama trase nego u krivinama, teže je i definirati pouzdan model za predviđanje operativnih brzina na pravcima. Stoga je broj postojećih modela operativnih brzina za pravce značajno manji u odnosu na modele za krivine.

Ovisno o ponašanju vozača u smislu operativnih brzina, pravci se mogu podijeliti na nezavisne i zavisne [104]. Nezavisni pravci su pravci duljine tolike da vozači mogu u potpunosti ostvariti željenu brzinu pa najveća postignuta brzina ne ovisi o geometrijskim obilježjima trase (kao npr. polumjeri okolnih krivina). Zavisni pravci su znatno kraći od nezavisnih pa vozači ne uspijevaju ostvariti željenu brzinu te odabiru određene manje vrijednosti operativnih brzina, temeljene na vlastitoj percepciji prostornih ograničenja trase. Kod zavisnih pravaca manja je raspršenost brzina nego kod nezavisnih pravaca, ali ipak veća nego kod horizontalnih krivina. Zbog toga Lamm i dr. [104] zaključuju da se kod određivanja razlike operativnih brzina susjednih elemenata (Lamm-ov kriterij konzistencije 2 prikazan u tablici 3.1), u slučaju zavisnog pravca, treba promatrati razlika operativnih brzina između susjednih krivina, a kraći (zavisni) pravac potrebno je zanemariti. Pri tome je definirana granična duljina iznad koje se pravci smatraju nezavisnima, a računa se ovisno o operativnim brzinama susjednih krivina ( $V_{85,1}$  i  $V_{85,2}$  u km/h) i ubrzanju  $a$  ili usporenju  $d$  (prema Lamm-u prosječno usporenje i ubrzanje iznosi  $0.85 \text{ m/s}^2$ ):

$$L_{p,min} = \frac{|V_{85,1}^2 - V_{85,2}^2|}{2 \cdot 3.6^2 \cdot a} \quad (3.12)$$

Prema Misaghi-u i Hassan-u [66], nezavisni su pravci dulji od 200 m, a prema Perco [105] je to vrijednost od 500 m. Pregled postojećih modela operativnih brzina za pravce prikazan je u tablici 3.10. Najčešće nezavisne varijable postojećih modela operativnih brzina za pravce su duljina pravca, polumjeri okolnih krivina, operativna brzina prethodne krivine, skretni kutovi okolnih krivina i uzdužni nagib. S obzirom da je teško odrediti odgovarajući model za duge, odnosno nezavisne pravce, nekoliko autora definiralo je vrijednost željene brzine na dugim pravcima [66, 82, 89, 93, 96, 106].

**Tablica 3.10.** Modeli za procjenu operativnih brzina na pravcima

Zemlja, autor i godina	Operativna brzina na pravcu
<b>ITALIJA</b>	
Crisman i dr. (2005.) [76]	$V_{85,p} = -2.351 + 18.104 \cdot \log_{10}(L) + 0.585 \cdot V_{85,k}$ <span style="float: right;"><math>R^2 = 0.88</math></span>
<b>KANADA</b>	
Morral i Talarico (1994.) [82]	95.7 km/h

Hassan i dr. (2000.) [106]	102.0 km/h	
Gibreel i dr. (2001.) [83]	Konkavna vertikalna krivina	
	$V_{85,pp} = 91.81 + 0.01 \cdot R + 0.468 \cdot \sqrt{L_v} - 0.006 \cdot s_1^3 - 0.878 \cdot \ln(A) - 0.856 \cdot \ln(L_0)$	$R^2 = 0.98$
	$V_{85,pi} = 109.45 - 1.257 \cdot s_2 - 1.586 \cdot \ln(L_0)$	$R^2 = 0.79$
	Konveksna vertikalna krivina	
	$V_{85,pp} = 82.29 + 0.003 \cdot R - 0.05 \cdot \alpha + 3.441 \cdot \ln(L_v) - 0.533 \cdot s_1 + 0.017 \cdot e^{\alpha} - 0.000097 \cdot L_0^2$	$R^2 = 0.94$
	$V_{85,pi} = 105.32 - 0.418 \cdot s_2 - 0.123 \cdot \sqrt{L_0}$	$R^2 = 0.83$
Misaghi i Hassan (2005.) [66]	Nezavisni pravci ( $L_p > 200$ m): 103.0 km/h Zavisni pravci: 95.7 km/h	
Nie i Hassan (2007.) [84]	$V_{85,pp} = 81.782 + 0.086 \cdot L_{pp}$	$\bar{R}^2 = 0.661$
	$V_{85,pi} = 78.690 + 0.00001127 \cdot R_2 + 0.066 \cdot L_{pi}$	$\bar{R}^2 = 0.857$
<b>SAD</b>		
Lamm i Choueiri (1987) [89]	94.7 km/h	
Krammes i dr. (1995.) [93]	97.7 km/h	
Fitzpatrick i dr. (2000.) [96]	100.0 km/h	
Polus i dr. (2000.) [107]	Grupa 1: za oštre okolne krivine ( $R_1$ i $R_2 < 250$ m) i pravce kraće od $L_p < 150$ m	
	$V_{85} = 101.11 - \frac{3420}{GM_S}$	$R^2 = 0.55$
	$GM_S = \frac{R_1 + R_2}{2}$	
	Grupa 2: za oštre okolne krivine ( $R_1$ i $R_2 < 250$ m) i pravce srednje duljine ( $L_p$ od 150 do 1000 m)	
	$V_{85} = 98.405 - \frac{3184}{GM_L}$	$R^2 = 0.68$
	$GM_L = \frac{L_p \cdot (R_1 + R_2)^{\frac{1}{2}}}{100}$	
	Ako se uspostavi 85 postotna brzina od 105 km/h, tada se predlaže sljedeći izraz:	
	$V_{85} = 105.00 - \frac{28.107}{e^{0.00108 \cdot GM_L}}$	$R^2 = 0.74$
	Grupa 3: za okolne krivine ( $R_1$ i $R_2 > 250$ m) i pravce srednje duljine ( $L_p$ od 150 do 1000 m)	
	$V_{85} = 97.73 + 0.00067 \cdot GM$	$R^2 = 0.20$
	Grupa 4: za pravce velike duljine ( $L_p > 1000$ m)	
	$V_{85} = 105.00 - \frac{22.953}{e^{0.00012 \cdot GM_L}}$	$R^2 = 0.84$
Schurr i dr. (2002.) [100]	$V_{85} = 70.2 + 0.434 \cdot V_0 - 0.001307 \cdot PDP$	$R^2 = 0.19$
<b>ŠPANJOLSKA</b>		
Pérez-Zuriaga i dr. (2010.) [67]	$V_{85,p} = V_{85,k} + (1 - e^{-\gamma \cdot L}) \cdot (110 - V_{85,k})$ $\gamma = 0.00135 + (R - 100) \cdot 7.00625 \cdot 10^{-6}$	$R^2 = 0.52$
<p>Gdje je: <math>V_{85,pp}</math> = 85 postotna brzina na pristupnom pravcu (km/h)  <math>V_{85,pi}</math> = 85 postotna brzina na pravcu iza promatrane krivine polumjera <math>R</math> (km/h)  <math>R_1, R_2</math> = polumjer prethodne krivine i krivine iza pravca (m)  <math>L_v</math> = duljina vertikalne krivine (m)  <math>s_1, s_2</math> = prvi i drugi uzdužni nagib u smjeru vožnje (%)</p>		

$A$ = algebarska razlika uzdužnih nagiba (%)
$L_0$ = udaljenost između tjemena horizontalne i vertikalne krivine (m)
$\alpha$ = skretni kut (°)
$q$ = poprečni nagib kolnika (%)
$L_{pp}$ = duljina pristupnog pravca (m)
$L_{pi}$ = duljina pravca iza krivine (m)
$V_o$ = ograničenje brzine (km/h)
$PDP$ = prosječni dnevni promet
$V_{85,k}$ = 85 postotna brzina prethodne krivine (km/h)
$L$ = duljina pravca (m)

### 3.3 Pregled najvažnijih istraživanja iz područja sigurnosti u horizontalnim krivinama

U nastavku je izložen pregled najvažnijih istraživanja kod projektiranja horizontalnih krivina s ciljem ostvarivanja sigurnijih horizontalnih krivina s većom razinom konzistencije. Navedeni radovi odnose se na razvoj novih metoda raspodjele poprečnog nagiba i koeficijenta poprečnog otpora trenja te mjera za osiguranje konzistencije toka trase, a istaknuta su i neka istraživanja u kojima je uz primjenu složenijih modela vozila izvršena analiza osnovnih elemenata horizontalnog toka trase.

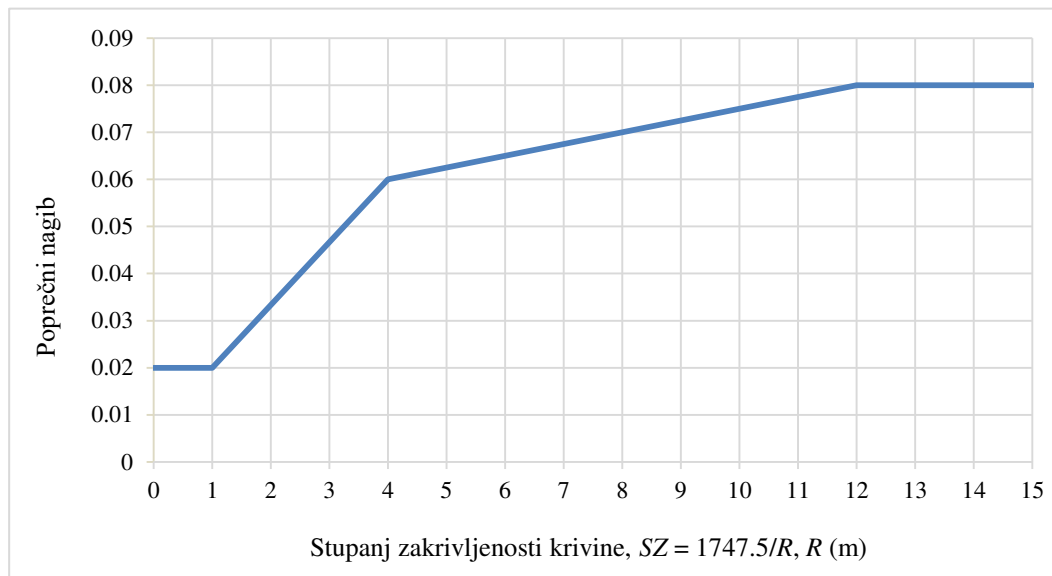
Na temelju pregleda smjernica za projektiranje cesta (SAD-a, Njemačke i Ujedinjenog Kraljevstva), Kanellaidis i Dimitropoulos [108] uočili su određene nedostatke te su predložili reviziju klasičnog koncepta projektne brzine. Autori ističu da, ukoliko u postupak projektiranja nisu uključene mjere za osiguranje konzistencije, poticanje primjene blažih krivina rezultira velikim razlikama između operativnih i projektnih brzina. Predložene su sljedeće izmjene klasičnog koncepta projektne brzine kakav je definiran u smjernicama SAD-a iz 1990. [109], a izmjene se odnose na postupak projektiranja horizontalnih krivina:

1. "Potrebno je ujednačavanje vrijednosti graničnih poprečnih nagiba na području SAD-a te su predloženi najmanji poprečni nagib od 2.0% te najveći od 8.0%.
2. Predloženo je uvođenje tzv. "standarda brzine" koji bi imao ulogu operativne brzine, ali bi odgovarao određenom rasponu polumjera krivina. Za definiranu projektnu brzinu, krivina bi se trebala projektirati na temelju "standarda brzine" čija vrijednost je veća ili jednaka projektnoj brzini. Pravila konzistencije bi se primjenjivala u slučajevima blažih krivina odnosno kada je polumjer veći od najmanjeg. Najmanji polumjer horizontalne krivine određuje se prema klasičnom konceptu projektne brzine.
3. Potrebno je povećati vrijednosti poprečnog nagiba u blažim krivinama. Drugim riječima, trebalo bi povećati udio poprečnog nagiba u ukupnom centripetalnom ubrzanju  $q/(f_R + q)$ .



4. Brzina sporijih vozača (15 postotna brzina) ne bi smjela biti manja od projektne brzine za više od 60%.
5. Razlika između operativne (85 postotne) brzine i “standarda brzine“ ne bi smjela prekoračiti 20 km/h. Pri tome za određivanje operativne brzine predlažu primjenu Krammes-Otteson modela [97], prema kojem se operativna brzina određuje ovisno o zakrivljenosti krivine.“

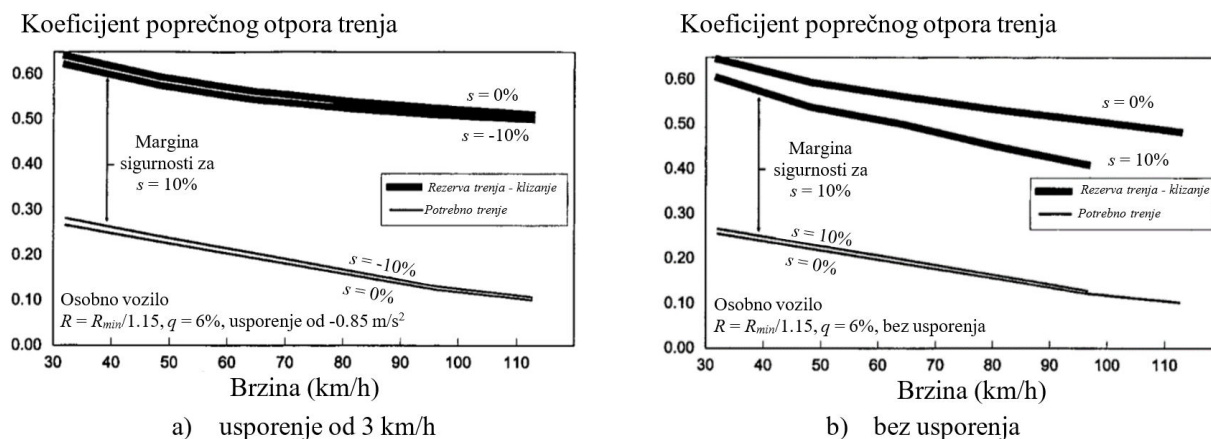
Na temelju navedenih preporuka predložena je moguća raspodjela poprečnih nagiba u ovisnosti o stupnju zakrivljenosti  $SZ = 1747.5/R$  (Slika 3.19). Prema predloženoj raspodjeli, najmanji poprečni nagib odgovara krivinama  $SZ \leq 1$  ( $R > 1750$  m), za  $1 < SZ < 4$  ( $1750 \text{ m} > R > 440$  m) poprečni nagib se mijenja linearno od 2 do 6%, za  $4 < SZ < 12$  ( $440 \text{ m} > R > 150$  m) poprečni nagib se mijenja od 6 do 8% a za najoštrije krivine  $SZ = 12$  ( $R < 150$  m) primjenjuje se najveći poprečni nagib od 8%.



**Slika 3.19** Raspodjela poprečnog nagiba kolnika ovisno o stupnju zakrivljenosti krivine [108]

Bonneson [11] je proveo detaljno istraživanje na temelju kojega je predložio izmjene postojećih smjernica SAD-a [110] u smislu raspodjele poprečnog nagiba i koeficijenta poprečnog otpora trenja. Bonneson je razvio jednotačni model vozila (tzv. bicikl-model) koji se zasniva na statičkoj analizi sila koje djeluju na vozilo pri kružnom gibanju. Istaknuo je važnost utjecaja uzdužnog nagiba i usporavanja u oštrim krivinama na smanjenje raspoloživog poprečnog trenja. Pri tome je razmatrao samo umjereno usporavanje od  $0.85 \text{ m/s}^2$  koje predstavlja smanjenje brzine pri ulasku u krivinu. U slučaju krivine na usponu, više trenja se troši u uzdužnom smjeru što smanjuje raspoloživo trenje preostalo za kružno gibanje. Bonneson je uočio da većina vozača smanjuje brzinu na ulazima u oštre krivine što također umanjuje raspoloživo poprečno trenje jer se

više uzdužnog trenja troši na usporenje. Na slici 3.20 prikazan je utjecaj uzdužnog nagiba i usporenja na koeficijent poprečnog otpora trenja kod osobnih vozila, odnosno utjecaj na marginu sigurnosti do proklizavanja.

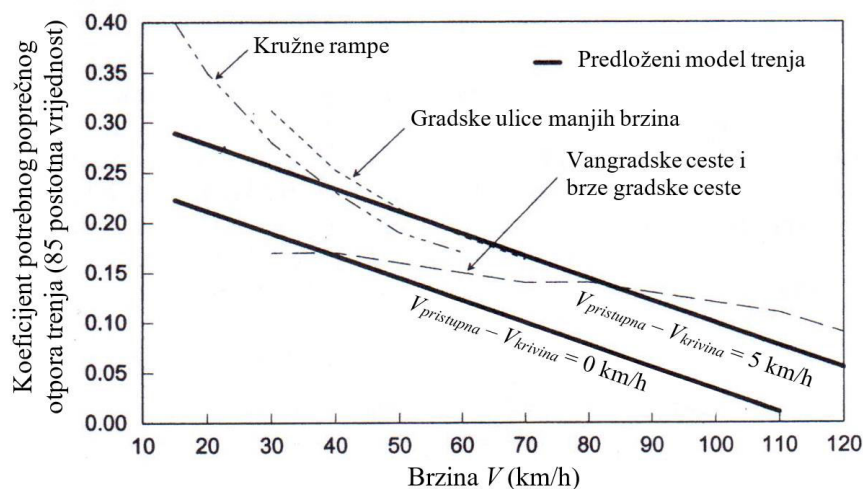


**Slika 3.20** Utjecaj usporenja na marginu sigurnosti do proklizavanja za osobni automobil [11]

Slika 3.20 (a) prikazuje horizontalnu krivinu u padu od 10% gdje će vozači usporavati kako bi osigurali željenu brzinu ugodne vožnje, dok slika 3.20 (b) predstavlja situaciju krivine na usponu od 10% bez usporavanja. Koeficijenti trenja određeni su za kritični polumjer putanje vozila za koji je uzeta vrijednost od 87% minimalnog polumjera krivine (izraz 3.11). Rezerva poprečnog trenja do proklizavanja je relativno visoka ali se može uočiti da utjecaj uzdužnog nagiba i usporenja znatno smanjuje marginu sigurnosti.

Osim analize utjecaja uzdužnog nagiba te ubrzavanja i usporavanja na potražnju poprečnog trenja, Bonneson [111] je razvio statističke modele za određivanje brzina u krivinama i koeficijenata poprečnog otpora trenja. Modele je kalibrirao na temelju podataka zabilježenih na području SAD-a. U kombinaciji, razvijeni modeli daju dopuštene vrijednosti trenja uzimajući u obzir i ponašanje vozača. Vozači usporavaju u krivinama kako bi zadržali prihvatljivu razinu bočnog ubrzanja, a brzina u krivini određenog polumjera se mijenja ovisno o brzini kojom se pristupa krivini. Vozači će prihvatiti i veće vrijednosti poprečnog otpora trenja kako bi zadržali željenu brzinu pa je i pristupna brzina jedan od čimbenika koji utječu na vrijednost koeficijenta poprečnog otpora trenja. Odnos između koeficijenta poprečnog otpora trenja i pristupne brzine te smanjenja brzine u krivini prikazan je na slici 3.21. Bonneson predlaže dvije raspodjele koeficijenata poprečnog otpora trenja. Prva se odnosi na slučajeve bez smanjenja brzine u krivinama, odnosno na područja s krivinama većih polumjera bez oštrijih krivina, dok se druga odnosi na dionice s oštrijim krivinama kod kojih vozači u krivinama usporavaju. Kako bi se

ostvario kompromis sigurne i učinkovite vožnje te cijene izgradnje ceste, dopušta se smanjenje brzine u krivini od 5 km/h.



**Slika 3.21** Odnos 85 postotne vrijednosti koeficijenta poprečnog otpora trenja i pristupne brzine [11]

Easa [112] je predstavio model raspodjele poprečnog nagiba kolnika u horizontalnim krivinama upotrebljavajući metodu matematičke optimizacije. Predložena metoda zasniva se na minimiziranju margine sigurnosti, odnosno razlike između granične ili “sigurne” te projektne brzine, koju je definirao Nicholson [47]. Pri tome se razlikuju dva pristupa: agregatni i disagregatni. Kod agregatne metode minimizira se cjelokupna varijacija margine sigurnosti za određenu dionicu s više horizontalnih krivina, bez obzira na njihov slijed. Agregatna metoda korisna je za određivanje poprečnog nagiba za cijelu dionicu, naročito ako se ona sastoji od većeg broja krivina. Kod disagregatne metode minimiziraju se varijacije margina sigurnosti između susjednih krivina. Primjena metoda prikazana je na dva primjera, a provedena analiza pokazala je bolje rezultate (veće margine sigurnosti) metode optimizacije od rezultata metode *5 Green Book* [113].

Awadallah [114] predlaže povećavanje projektne brzine prilikom određivanja poprečnog nagiba kolnika u blažim krivinama, odnosno dodavanje prirasta  $V_x$  projektnoj brzini prije nego što vozači počnu osjećati bočno ubrzanje. Predložene su vrijednosti prirasta brzine  $V_x$  u iznosu od 0 do 5 km/h za niže projektne brzine (do 50 km/h) odnosno 10 km/h za veće projektne brzine. Naime, Awadallah smatra da su rezultirajuće vrijednosti bočnog ubrzanja u blažim krivinama s obzirom na raspodjelu prema metodi 5 iz *Green Book* [110] previsoke, odnosno da vozači obično ne dosegnu granicu udobnosti bočnog ubrzanja. Stoga je predložena nova raspodjela dopuštenih koeficijenata poprečnog otpora trenja koja se temelji na vrijednostima trenja raspoloživim s obzirom na proklizavanje i prevrtanje. Raspoloživo trenje kod proklizavanja je najveća vrijednost

koeficijenta poprečnog otpora trenja prije nego što dođe do proklizavanja, a ovisi o karakteristikama dodirne površine pneumatika i kolnika, dok raspoloživo poprečno trenje za prevrtanje ovisi isključivo o karakteristikama vozila. Predložene dopuštene vrijednosti trenja temelje se na vrijednostima iz *Green Book* [110] te rezultatima Bonneson-ovog istraživanja [11].

S ciljem osiguravanja konzistencije toka trase, Nicholson [47] je razvio sigurnosni kriterij za horizontalne krivine koji se temelji na margini sigurnosti koju je on definirao kao razliku između granične i projektne brzine. Brzinu pri kojoj je koeficijent poprečnog otpora trenja jednak najvećem dopuštenom za primijenjeni polumjer i poprečni nagib, Nicholson naziva graničnom brzinom ( $V_G$ ). Pri brzinama većim od granične, dolazi do prekoračenja dopuštenih vrijednosti poprečnog trenja što ne znači da će doći do proklizavanja jer su dopuštene vrijednosti niže od najvećih raspoloživih. Iznos za koji granična brzina prekorači projektnu brzinu ( $V_G - V_p$ ) Nicholson definira kao donju granicu rezerve sigurnosti poprečnog trenja, od dopuštenog kod projektiranja do stvarno raspoloživog. Također naglašava da se geometrijom elemenata trase ne može utjecati na raspoloživo trenje, ali se svakako može utjecati na potražnju trenja (a time i na granicu sigurnosti) kroz projektiranje elemenata trase vodeći računa o konzistenciji. Konzistencija elemenata toka trase može se kontrolirati usklađivanjem margine sigurnosti graničnih i projektних brzina.

Hassan i dr. [49] prikazali su pregled mjera za osiguranje konzistencije toka trase te su navedene mjere ispitali na četiri različite dionice. Iako nisu predstavljene nove mjere za osiguranje konzistencije, ovaj rad značajan je zbog detaljnog pregleda postojećih. Na temelju pregleda literature, kao najčešće korištene mjere konzistencije izdvojene su operativna brzina [3], dinamika vožnje (stabilnost vozila u krivini) [3, 47, 82], pokazatelji ravnosti trase [115] i radno opterećenje vozača [47, 116, 117]. Definirane su četiri dionice dvotračnih vangradskih cesta s različitim kombinacijama horizontalnih krivina i pravaca te različitim projektnim brzinama. Najčešće upotrebljavane mjere za provjeru konzistencije temelje se na operativnoj brzini, i to u smislu određivanja razlika između operativnih i projektnih brzina na jednom elementu te razlika između operativnih brzina susjednih elemenata (Lamm-ovi kriteriji 1 i 2, kako je prikazano u tablici 3.1). Za određivanje operativnih brzina analiziranih dionica korišten je model Morall i Talarico [82] prema kojem operativna brzina u krivini ovisi o zakrivljenosti krivine.

Odabrane dionice analizirane su i kriterijem dinamike vožnje odnosno provjerene su razlike između vrijednosti koeficijenata poprečnog otpora trenja raspoloživih za projektne brzine i potrebnih pri operativnim brzinama. I pokazatelji ravnosti trase često se koriste kao mjere konzistencije uzimajući u obzir pretpostavku da znatnije promjene u zakrivljenosti toka trase

rezultiraju nekonzistencijom. Neki od pokazatelja ravnosti su na primjer prosječni polumjer krivine, odnos najmanjeg i najvećeg polumjera te prosječna stopa vertikalne zakrivljenosti. Anderson i dr. [115] pokazali su da postoji veza između sigurnosti i koeficijenta definiranog kao odnos polumjera određene horizontalne krivine i prosječnog polumjera cijele dionice, a upravo taj koeficijent korišten je u [49]. Jedan od pokazatelja nekonzistencije toka trase je i povećanje radnog opterećenja vozača. Naime, ponašanje vozača uključuje procesuiranje informacija i donošenje odluka koje se temelje na njegovu očekivanju pa se radno opterećenje vozača povećava sa složenosti situacije (koja je rezultat nekonzistencije elemenata) te sa smanjenjem raspoloživog vremena za reagiranje [47]. Budući da je radno opterećenje vozača teško mjerljiva veličina, ne postoje analitički modeli kojima bi se ista kvantificirala. Ipak, definirani su neki pokazatelji kojima se može iskazati radno opterećenje vozača, kao na primjer preglednost ili količina vizualnih informacija koja je potrebna vozaču da ostane na željenom pravcu. Ograničena preglednost prisiliti će vozače na veću pozornost, odnosno dovest će do povećanja radnog opterećenja vozača [117]. Količinu vizualnih informacija Wooldridge i dr. [117] mjerili su kao postotak vremena dok vozač uočava cestu. Na kraju provedene analize, navedeni su sljedeći zaključci:

1. "Postupak izrade profila brzine te provjere Lamm-ovih kriterija konzistencije [3], uspješan je za uočavanje nekonzistentnih dijelova trase.
2. Kriteriji dinamike vožnje temelje se na osnovnom izrazu poprečne stabilnosti vozila u krivini koji u brojnim situacijama ne daju točne vrijednosti trenja zbog brojnih pretpostavki modela materijalne točke.
3. Predloženo je uvođenje jedinstvenog kriterija kojim bi se u obzir uzimali operativna brzina i dinamika vožnje [106], odnosno uvođenje kriterija koji se zasniva na razlici operativne i sveukupne sigurne brzine (brzina zasnovana na preglednosti, stabilnosti vozila i udobnosti vozača). Na ovaj način uzima se u obzir i trodimenzionalna geometrija toka trase.
4. Pokazatelji ravnosti trase mogu se upotrebljavati kao kriterij za osiguranje konzistencije toka trase. Prednost im je jednostavnost uporabe, ali ne postoji izravni kriterij za ocjenjivanje konzistencije.
5. Također je potrebna i detaljnija razrada kriterija radnog opterećenja vozača."

Polus i Mattar-Habib [118] su na temelju kontinuiranih profila brzina razvili kriterije za osiguranje konzistencije toka trase. Definirana su dva nova kriterija konzistencije: prvi je relativna površina između linije profila operativne brzine i linije prosječne brzine procijenjene s obzirom na

duljinu, a drugi kriterij je standardna devijacija operativne brzine svakog elementa analizirane dionice. Na temelju navedenih kriterija, razvijen je indeks konzistencije kojim se opisuje stanje za cijelu dionicu. Također su definirane i granice indeksa konzistencije prema kojima se dionica može svrstati u dobro, primjenjivo ili loše područje. Izvršena je i usporedba novog modela s Lamm-ovim kriterijima [3] na nekoliko testnih dionica te je pokazano da obje metode daju slične rezultate.

Cafiso i La Cava [119] proveli su istraživanje s osobnim vozilom opremljenim za snimanje različitih karakteristika vožnje. Navedeni sistem uređaja sastoji se od GPS uređaja, odometra, žiroskopa, troosnog akcelerometra i digitalne kamere, a omogućuje snimanje brzine vozila, vertikalnog, uzdužnog i bočnog ubrzanja, pozicije vozila, kuta zaokreta i vidnog polja vozača. Kako bi se analizirao utjecaj karakteristika ceste na ponašanje vozača, zabilježene su vožnje 15 vozača s testnim vozilom, na različitim dionicama vangradskih dvotračnih cesta. Na temelju prikupljenih podataka, definirano je i analizirano 7 nezavisnih varijabli kojima bi se mogla opisati konzistencija toka trase, odnosno mogući pokazatelji performansi vožnje (najveće usporenje u poprečnom i uzdužnom smjeru, razlika između najvećeg bočnog ubrzanja i dozvoljenih vrijednosti prema *Green Book* [120], najveća zakrivljenost putanje vozila, razlika između najmanje brzine u krivini i prosječne brzine cijele dionice, razlika između najmanje brzine u krivini i najveće brzine na pravcu te srednja vrijednost razlika u brzinama između susjednih elemenata). Između analiziranih varijabli, za pokazatelje performansi vožnje odabrane su varijable između kojih nema korelacije, a statistički su povezane s prometnim nesrećama. Odabrane varijable su razlika između najmanje brzine u krivini i prosječne brzine cijele dionice te razlika između najmanje brzine u krivini i najveće brzine na pravcu. Također su definirane granice novih pokazatelja performansi vožnje, za tri stupnja konzistencije (dobro, primjenjivo i loše) te je izvršena usporedba s postojećim kriterijima konzistencije (Lamm-ovi kriteriji [3] i pokazatelji ravnosti trase). Provedenom analizom uočena je povezanosti novih pokazatelja i postojećih kriterija konzistencije, ali se za učinkovitije rezultate naglašava važnost upotrebe više različitih kriterija.

Camacho-Torregrosa i dr. [121] predstavili su novi regresijski model konzistencije temeljen na podacima o brzinama i prometnim nesrećama. Radi se o podacima brzina dobivenim kontinuiranim mjerenjem upotrebom GPS uređaja [67]. Korišteni su podaci o prometnim nesrećama za period od 13 godina te je razvijen model kojim se određuje frekvencija prometnih nesreća. Između 14 različitih nezavisnih varijabli, pokazano je da najjači utjecaj na stopu nesreća ima odnos kvadrata prosječne operativne brzine i prosječne vrijednosti usporenja. Modeli za određivanje operativne brzine i usporenje razvijeni su u [67]. Novim modelom moguće je ocijeniti

konzistenciju cijelog segmenta ceste te se može primijeniti za postojeće ceste za koje nisu dostupni podaci o prometnim nesrećama, ali i za planirane dionice.

Kontaratos i dr. [30] uspoređivali su dopuštene vrijednosti najmanjeg polumjera horizontalne krivine koje definiraju smjernice SAD-a [109] i Njemačke [122] s vrijednostima polumjera dobivenim pomoću bicikl-modela. Umjesto jednostavnog modela materijalne točke, razvijen je bicikl-model kojim se uzima u obzir uzdužni nagib ceste i dimenzije vozila. Bicikl-modelom uzima se u obzir visina vozila te se razlikuju sile koje djeluju na prednju i stražnju osovinu, dok se razlike u silama na unutarnjim i vanjskim kotačima zanemaruju. Provedena analiza pokazala je da uzdužni nagib i dimenzije vozila utječu na vrijednost najmanjeg polumjera horizontalne krivine te da su u mnogim slučajevima najmanji polumjeri koje zahtijevaju smjernice niži od onih potrebnih kada se uzmu u obzir navedeni čimbenici. Također je uočen trend povećavanja korištenoga trenja u uzdužnom smjeru s povećavanjem uzdužnog nagiba (uspona) što onda rezultira smanjivanjem rezerve trenja u poprečnom smjeru. Osim navedenih utjecaja, autori naglašavaju i važnost primjene operativnih umjesto projektnih brzina. Iako navedeno istraživanje ne daje gotove procedure primjenjive u praksi, svakako ukazuje na kritične situacije koje se postojećim procedurama zanemaruju.

Easa i Dabbour [31] proučavali su utjecaj vertikalne geometrije na najmanji polumjer horizontalne krivine upotrebljavajući složeni model vozila pomoću računalne simulacije. Iako je glavni cilj istraživanja usmjeren na teška teretna vozila, izvršene su i simulacije za osobna vozila. Provedene su analize stabilnosti vozila za trodimenzionalnu geometriju ceste, odnosno za različite kombinacije horizontalnih krivina i raznih varijanti vertikalne geometrije (uspon, pad, konkavna ili konveksna vertikalna krivina). Neprilagođena brzina kod teških teretnih vozila rezultira prevrtanjem, dok kod osobnih vozila, sa znatno manjom visinom težišta, prije dolazi do proklizavanja. Rezultati provedene analize ukazuju na potrebu za povećavanjem najmanjeg polumjera horizontalne krivine za 7,3 do 18,8% u situacijama s kombiniranom horizontalnom i vertikalnom geometrijom, ovisno o vrsti vozila.

Varunjikar [28] je proveo usporedbu nekoliko modela vozila za analizu ponašanja vozila u horizontalnim krivinama minimalnog polumjera u kombinaciji s uzdužnim nagibom (pad). Kao što je već navedeno u poglavlju 2.4, korišteni su sljedeći modeli vozila: modificirani model materijalne točke, bicikl-model (stacionarno stanje), modificirani bicikl-model (prijelazno stanje) te višedimenzionalni simulacijski model (*CarSim*). Uočeno je da parametri vozila kao i različite kombinacije uzdužnog nagiba i usporavanja, znatno utječu na koeficijent potrebnog poprečnog otpora trenja u krivinama. Rezultati provedene analize pokazali su da koeficijent potrebnog

poprečnog otpora trenja na stražnjim kotačima može biti i do 40% veći od koeficijenta na prednjim kotačima za slične uvjete usporavanja. Iz tog razloga je kao mjerodavno za analizu odabrano trenje na stražnjim kotačima. Iako je sila kočenja na stražnjim kotačima manja od sile na prednjim kotačima, normalna sila na stražnjim kotačima znatno je niža što rezultira povećanjem potrebnog trenja, odnosno smanjenjem margine sigurnosti do proklizavanja.

Torbic i dr. [29] proveli su istraživanje s ciljem utvrđivanja poprečnog nagiba u oštrim horizontalnim krivinama s velikim uzdužnim nagibom. Analizirane su margine sigurnosti proklizavanja i prevrtanja za nekoliko različitih vrsta vozila (osobnih i teretnih) u oštrim horizontalnim krivinama s velikim uzdužnim nagibom. Za analizu su korišteni modeli vozila primijenjeni u sklopu istraživanja [28], u kombinaciji s mjerenjima na terenu (brzine, prometno opterećenje, trajanje prestrojavanja, geometrija ceste, dinamika vozila, trenje). Najvažniji zaključak provedenog istraživanja jest da bi se vrijednosti projektne brzine trebale ograničiti na 50 km/h u slučaju oštih krivina u padu od 4% ili većim. U situacijama u kojima to nije moguće primijeniti, brzinu u krivini trebalo bi ograničiti prometnim znakom na početku krivine. Za oštre krivine u kombinaciji s uzdužnim nagibom u padu ( $\geq 4\%$ ) također je predložena zabrana promjene traka prometnim znakom.

Na temelju pregleda najnovijih istraživanja koja predstavljaju pokušaje unapređivanja postojećih postupaka projektiranja, može se zaključiti da sve više autora naglašava važnost uključivanja stvarnog ponašanja vozača u postupak projektiranja cesta. To se u prvom redu odnosi na operativne brzine, ali i razne druge utjecaje koji se postojećim postupcima projektiranja zanemaruju.



## 4 METODOLOGIJA PRIKUPLJANJA PODATAKA

Osnovni cilj ovoga istraživanja je poboljšanje sigurnosti u horizontalnim krivinama vangradskih cesta u smislu uključivanja operativnih brzina i kritičnih polumjera putanje vozila u postupak projektiranja. Stoga je u nastavku detaljno opisana metodologija istraživanja koja je primijenjena kako bi se ostvario navedeni cilj.

Kako bi se prikupili podaci o stvarnom ponašanju vozača, u ovome radu provedeno je eksperimentalno istraživanje na dionici državne ceste DC1 na području Splitsko-dalmatinske županije u Republici Hrvatskoj. Radi se o dvotračnoj vangradskoj cesti s relativno malim prometnim opterećenjem (prosječni godišnji dnevni promet 2012. godine iznosio je 1421 voz/dan prema [123]) te bez priključaka važnijih cesta. Istraživanje se provodilo u periodu od listopada 2012. do travnja 2013. godine, pod optimalnim vremenskim uvjetima (dnevna vožnja i suh kolnik) kako bi se otklonio utjecaj svih čimbenika koji nisu vezani za karakteristike same ceste i okoline (namjena okolnog terena, prometni znakovi).

### 4.1 Upotrijebljena oprema

U istraživanju je sudjelovalo 20 vozača (13 muškaraca i 7 žena) u dobi od 25 do 60 godina, različitog vozačkog iskustva (od 2 pa do 30 godina). Svaki vozač prošao je analiziranu dionicu u oba smjera, vlastitim automobilom (osobni automobili različitih marki i starosti) opremljenim

posebnim GPS uređajem *PerformanceBox* [124] (Slika 4.1) kojim se dobije precizna slika o ponašanju vozača.



**Slika 4.1** GPS uređaj *PerformanceBox* [124]

Prilikom provedbe istraživanja, popunjene su i kratke ankete kojima su prikupljeni osnovni podaci o sudionicima istraživanja. U tablici 4.1 prikazani su podaci o profilima vozača koji su sudjelovali u provedenom istraživanju. Uglavnom se radi o iskusnim vozačima s više od 2 godine vozačkog iskustva, s prijeđenih više od 1000 km godišnje. S obzirom da je cilj analizirati ponašanje vozača ovisno samo o karakteristikama ceste i okoline, odabran je uzorak vozača koji ne poznaju dionicu.

**Tablica 4.1.** Profili vozača koji su sudjelovali u istraživanju

Ukupan broj vozača	20	
Spol	Muški	65%
	Ženski	35%
Dob (godina)	< 18	0%
	18 - 45	75%
	45 - 60	25%
	> 60	0%
Vozačko iskustvo (godine)	< 2	0%
	2 - 10	45%
	10 - 20	35%
	> 20	20%
Vozačko iskustvo (prijeđeno kilometara godišnje)	< 1000	5%
	1000 - 10 000	55%
	> 10 000	40%
Poznavanje dionice	Vožnja prvi put	80%
	Voženo manje od 5 puta	15%
	Dobro poznavanje dionice	5%
Tip vozila	Osobno vozilo	90%
	SUV	10%

Specifikacije uređaja *PerformanceBox* prikazane su u tablici 4.2 [125]. Uređaj *PerformanceBox* koristi do 12 satelita, a pouzdanost instrumenta prilikom određivanja položaja je 5 m 95% kružnice povjerenja, odnosno u 95% slučajeva podaci će biti u krugu 5 m od točne vrijednosti. Pogreške pri određivanju položaja rezultat su ionosferskog i troposferskog kašnjenja, broja vidljivih satelita i sl. Točnost uređaja prilikom određivanja brzine vozila iznosi 0.2 km/h, a za kut otklona od sjevera (engl. *heading*) iznosi 0.2°. S obzirom da podaci potrebni za ovo istraživanje ne zahtijevaju apsolutnu točnost položaja vozila u globalnom koordinatnom sustavu, ovakav način snimanja podataka je zadovoljavajući.

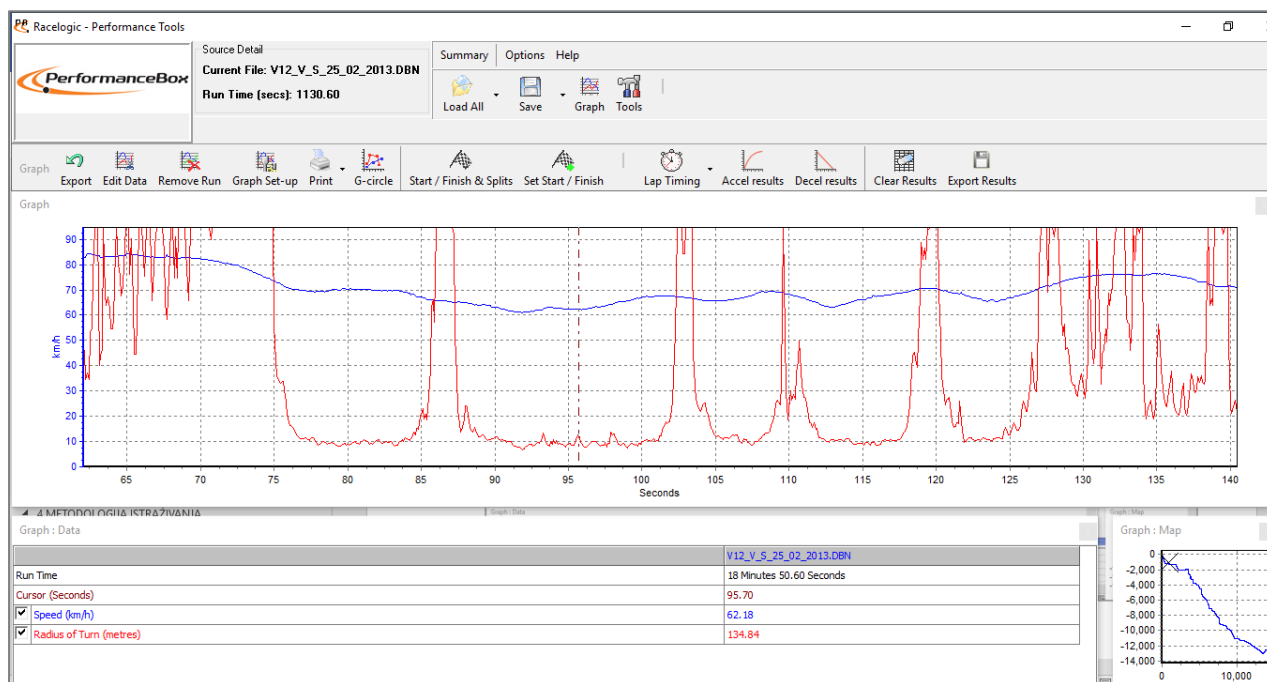
**Tablica 4.2.** Specifikacije uređaja *PerformanceBox* [125]

<b>GPS</b>			
<b>Brzina</b>		<b>Udaljenost</b>	
Točnost	0.2 km/h	Točnost	0.05% (<50 cm na km)
Jedinice	km/h ili milja/sat	Jedinice	metri /feet
Frekvencija	10 Hz	Frekvencija	10 Hz
Najveća brzina	1000 milja/sat	Rezolucija	1 cm
Najmanja brzina	0.1 km/h	Točnost za visinu	10 m 95% kružnica povjerenja
Rezolucija	0.01 km/h		
<b>Apsolutni položaj</b>		<b>Vrijeme</b>	
Točnost	5 m 95% kružnice povjerenja**	Rezolucija	0.1 s
Frekvencija	10 Hz	Točnost	0.1 s
Rezolucija	1 cm		
<b>Kut otklona od sjevera (engl. <i>heading</i>)</b>		<b>Snaga</b>	
Rezolucija	0.01°	Raspon ulaznog napona	6 - 28 V DC (istosmjerna struja)
Točnost	0.2°	Jakost	Tipično 100 mA
<b>Ubrzanje</b>		<b>Radna i fizička obilježja uređaja</b>	
Točnost	1%	Težina	225 grama
Najveća vrijednost	4g	Dimenzije	113 mm x 63 mm x 93 mm
Rezolucija	0.01g	Radna temperatura	-20°C do +50°C
Frekvencija	10 Hz	Temperatura skladištenja	-30°C do +80°C
<b>Memorija</b>		<b>Definicije</b>	
Tip	SD kartica	** kružnica povjerenja (statistika kojom se iskazuje točnost horizontalnih koordinata točke je polumjer 95% kružnice povjerenja)	
Vrijeme snimanja	Ovisno o kapacitetu kartice*	95% kružnica povjerenja znači da će u 95% slučajeva podaci biti u krugu 5 m od točne vrijednosti	

\* Približno 1.1 MB za sat vremena upotrebe

Uređaj radi na principu da u svakoj desetinki sekunde (frekvencija od 10 Hz) detektira položaj vozila iz čega se određuju veličine koje su od velikog značaja pri analizi odnosa karakteristika ceste i ponašanja vozača. Važno je naglasiti da uređaj *PerformanceBox* radi s većom frekvencijom te je precizniji od GPS uređaja većine autora koji su do sada koristili ovu metodologiju snimanja podataka (istraživanja [64, 67, 69, 70]). *PerformanceBox* ima mogućnost snimanja podataka u svakoj desetinki sekunde dok su u prijašnjim istraživanjima korišteni GPS uređaji frekvencije od 1 Hz, što je značajna razlika. Na primjer, pri brzini od 100 km/h, GPS uređaj od 1 Hz bilježi podatke svakih 28 m, dok se kod uređaja od 10 Hz snimanje vrši svakih 2.8 m.

Podaci bitni za ovo istraživanje uključuju brzine, promjene brzina i polumjere putanja. Podaci snimljeni uređajem *PerformanceBox* očitani su pomoću odgovarajuće programske podrške *PerformanceBox Tools* [124] (Slika 4.2). Na slici 4.2 je plavom linijom prikazan profil brzina, a crvena linija označava polumjere putanje vozila. Za svaki presjek prikazan je brojčani iznos izmjerenih vrijednosti (donji lijevi dio slike) te položaj presjeka u tlocrtu putanje vozila (donji desni dio slike).



**Slika 4.2** Primjer analize zapisa vožnje u *PerformanceBox Tools*

Iz kontinuiranih profila brzina svake pojedine snimljene vožnje, očitano je sljedeće: najmanja brzina u horizontalnoj krivini, najveća brzina na pravcu, brzina na sredini pravca, brzina 200 m prije kraja dugog pravca (zbog usporedbe s postojećim modelima), brzina na sredini horizontalne krivine te najveća promjena brzine između pristupnog elementa (pravac ili krivina) i

horizontalne krivine. Osim brzina vožnje, očitane su i vrijednosti polumjera putanje vozila. Polumjer putanje vozila može se odrediti na temelju izmjerene duljine kružnog luka i promjene kuta otklona od sjevera, prema sljedećem izrazu [126]:

$$R = \frac{57.3 \cdot L}{D_c} \quad (4.1)$$

gdje je  $L$  (m) duljina kružnog luka, a  $D_c$  (°) promjena kuta otklona od sjevera.

GPS uređaj *PerformanceBox* precizno detektira položaj vozila i kut otklona od sjevera u svakoj desetinki sekunde, na temelju čega se automatski računaju polumjeri putanje vozila prema izrazu (4.1). Carlson i dr. [126] naveli su i ispitali osam različitih metoda za određivanje polumjera putanje vozila, a rezultati analize pokazali su da GPS metoda daje najpreciznije rezultate. Odnosno, vrijednosti najvećih relativnih pogrešaka između mjerenih i projektiranih polumjera bile su najmanje za GPS metodu, manje od 3% za polumjere u rasponu od 60 do 330 m. Također je pokazano da se preciznost metoda za određivanje polumjera krivina povećava sa smanjivanjem polumjera krivine.

Kao relevantan polumjer putanje vozila za pojedinu krivinu i pojedinu testnu vožnju, odabrana je vrijednost najmanjeg konstantnog polumjera, odnosno relativno konstantna vrijednost polumjera (odstupanja zakrivljenosti do 5%) s duljinom vožnje od najmanje 0.5 sekunde.

Razmatrane su samo brzine slobodne vožnje, a podaci s nekom vanjskom smetnjom isključeni su iz baze podataka. U skladu s definicijom brzine slobodne vožnje široko rasprostranjenom u literaturi [16, 66], u obzir su uzeti samo podaci snimljeni u uvjetima kada je vrijeme slijeda između prethodnog vozila ili vozila koje se nalazi iza bilo veće od 5 sekundi. Za vrijeme snimanja podataka, na stražnjem sjedalu automobila sjedila je osoba koja je bilježila trenutke u kojima bi došlo do prekida uvjeta slobodne vožnje. Naime, uređaj *PerformanceBox* ima opciju označavanja bilo kakvih događanja za vrijeme snimanja vožnje, vrlo jednostavno pritiskom na tipku, što je kasnije vidljivo u profilu brzina prilikom očitavanja podataka. Kako bi se smanjio broj segmenata ceste na kojima nisu bili osigurani uvjeti slobodne vožnje (npr. utjecaj drugih vozila), promatrano vozilo bi se isključilo iz prometa dok se prometnica ne bi oslobodila.

## 4.2 Obilježja analizirane dionice

Podaci su prikupljeni na dionici duljine 24 km, različitih kombinacija elemenata širokog raspona vrijednosti polumjera, skretnih kutova i duljina elemenata horizontalnog toka trase (Slika 4.3). Analizirana dionica sastoji se od 97 horizontalnih krivina (raspona polumjera od 80 do 1010

m) i 92 pravca (duljina do 700 m). U većini slučajeva horizontalne krivine izvedene su bez prijelaznice između pravca i kružnog luka ili s kratkom prijelaznicom (uglavnom duljine 20 ili 30 m), a uzdužni nagibi su u rasponu od 0% do 6%. Geometrijske karakteristike analizirane dionice prikazane su u tablici 4.3.



Slika 4.3 Prikaz analizirane dionice DC1

Tablica 4.3. Geometrijske karakteristike analizirane dionice

Element	Geometrijske karakteristike	Najmanja vrijednost	Najveća vrijednost	Srednja vrijednost	Standardna devijacija
<b>Horizontalna krivina</b>	Polumjer (m)	80	1010	300	229
	Duljina (m)	30	440	147	99
	Skretni kut (°)	4	118	41	28
	Poprečni nagib (%)	2	7	3.4	1.4
<b>Pravac</b>	Duljina (m)	0	700	101	110
<b>Prijelaznica</b>	Duljina (m)	0	60	32	10
<b>Vertikalni tok trase</b>	Uzdužni nagib (%)	0.5	6	2.1	1.5

Veličine polumjera horizontalnih krivina, poprečnih i uzdužnih nagiba te duljine pojedinih elemenata horizontalnog toka trase određene su iz glavnog projekta ceste iz 1968. [127] te geodetske snimke izvedenog stanja koju su 2006. godine izradile Hrvatske ceste d.o.o.



Državna cesta DC1 projektirana je prema Pravilniku za projektiranje cesta iz 1961. godine kao magistralna cesta 2. razreda, računске brzine  $V_r = 60$  km/h [127]. Najmanji polumjer horizontalne krivine prema tadašnjem Pravilniku iznosio je 100 m, a upotreba prijelaznica nije bila obavezna. Analizirajući osnovna obilježja i način određivanja, može se zaključiti da računska brzina definirana Pravilnikom iz 1961. godine, odgovara sadašnjoj projektnoj brzini. U skladu s tom činjenicom te s obzirom na osnovna obilježja analizirane dionice, definirane su kategorija ceste te projektna brzina. Prema društveno-gospodarskom značenju analizirana dionica spada u državne ceste, namijenjena je prometu motornih vozila i mješovitom prometu, relativno malog prometnog opterećenja ( $PGDP$  1421 voz/dan [123]), a ima državnu i županijsku zadaću povezivanja. Prema navedenim obilježjima, radi se o cesti 2. kategorije, a s obzirom na najveći uzdužni nagib od 6%, određena je projektna brzina  $V_p = 60$  km/h.



**Slika 4.4** Segment analizirane dionice DC1 – krivina  $R_{27}$  u smjeru od Sinja prema Vrlici

## 5 ANALIZA PODATAKA

Podaci potrebni za ovo istraživanje uključuju brzine vožnje, promjene brzina, polumjere putanja vozila i geometrijske karakteristike ceste (polumjeri krivina, poprečni nagibi, uzdužni nagibi, skretni kutovi i duljine elemenata horizontalnog toka trase). Prikupljeni podaci upotrijebljeni su za sljedeće analize:

1. analiza brzina vožnje;
2. usporedba operativnih i računskih brzina;
3. analiza polumjera putanje vozila;
4. analiza margina sigurnosti na temelju polumjera putanja vozila i operativnih brzina.

### 5.1 Analiza brzina vožnje

Pregledom literature može se uočiti da su izvršena brojna istraživanja u svrhu analize operativnih brzina i većina njih zasniva se na točkastom snimanju podataka te brojnim pretpostavkama o ponašanju vozača. Prijašnja istraživanja zasnivaju se na pretpostavci o konstantnim brzinama vožnje duž cijele horizontalne krivine, odnosno da se promjene brzine odvijaju samo na pravcima, te pretpostavci da se kritične brzine ostvaruju na točno određenim lokacijama toka trase. U pravilu se za slučaj duljeg pravca željenom brzinom vozača smatra



najveća brzina duž pravca, dok se željenom brzinom kod horizontalne krivine smatra najmanja brzina u krivini, ukoliko joj prethodi dulji pravac. Dakle, većina postojećih modela zasniva se na pretpostavci da se najveća brzina vožnje ostvaruju na sredini pravca odnosno 200 m prije kraja pravca, a najmanja brzina na sredini horizontalne krivine.

Analiziranjem profila brzina svake pojedine snimljene vožnje, očitane su tražene vrijednosti brzina na temelju kojih su određene operativne brzine [128]. Za operativnu brzinu je uzeta 85 postotna vrijednost raspodjele snimljenih brzina slobodnog toka na određenoj lokaciji ili elementu toka trase. S obzirom da se operativne brzine ravnaju prema normalnoj distribuciji [129, 130], 85 postotna brzina  $V_{85}$  računa se prema sljedećem izrazu:

$$V_{85} = \bar{V} + z \cdot \sigma \quad (5.1)$$

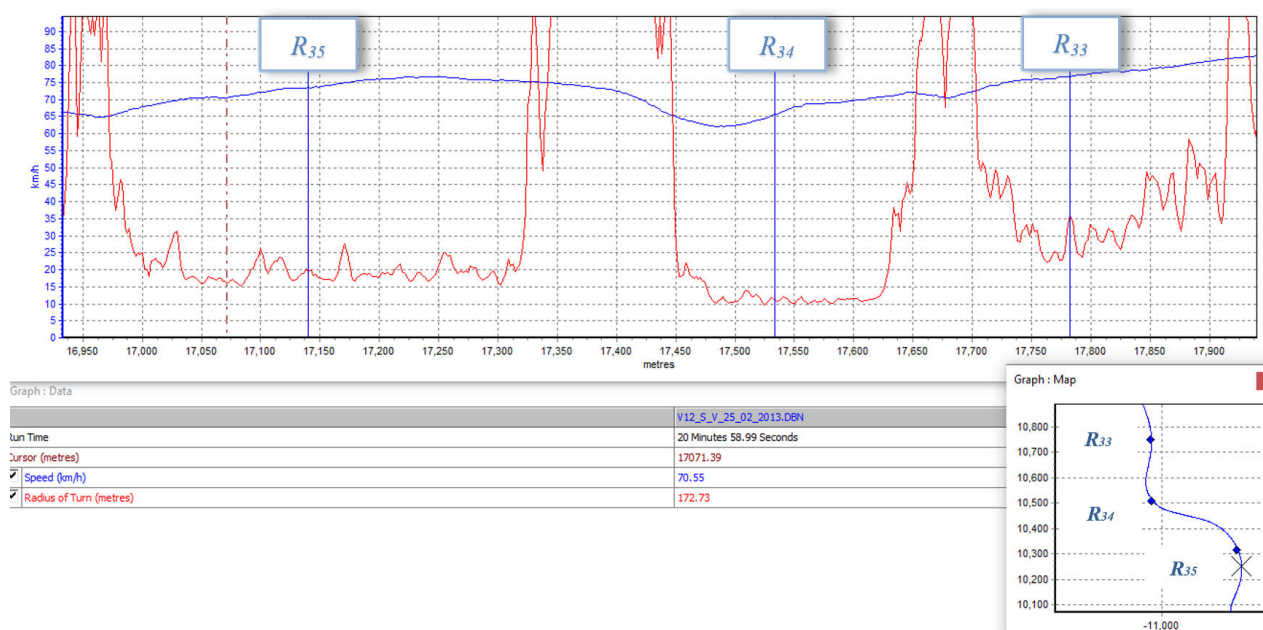
gdje je  $\bar{V}$  (km/h) srednja brzina uzorka,  $\sigma$  (km/h) standardna devijacija uzorka, a  $z$  standardna ili  $z$ -vrijednost (iz tablica za standardnu normalnu distribuciju  $z = 1.04$  za 85%).

Kako bi se provjerile pretpostavke prijašnjih istraživanja, napravljena je usporedba najmanjih operativnih brzina u krivinama i operativnih brzina na sredinama krivina, uspoređene su najveće operativne brzine na pravcima i operativne brzine na sredinama pravaca te 200 m prije kraja pravaca. Također su analizirane lokacije ostvarivanja najmanjih brzina u krivinama i najvećih brzina na pravcima.

Pokazalo se da pretpostavke prijašnjih istraživanja u većini slučajeva nisu točne [128]. Naime, u horizontalnim krivinama većina vozača ostvarivala je najmanje brzine u prvoj trećini krivine (70% slučajeva), na kratkim pravcima najveće brzine su zabilježene na različitim lokacijama uzduž pravca, dok su na duljim pravcima ( $L > 150$  m) u većini slučajeva najveće brzine ostvarivane na sredinama pravaca. Iako postoje razlike u brzinama, one nisu značajne. Prosječna razlika između vrijednosti najmanjih operativnih brzina u krivinama i operativnih brzina na sredinama krivina iznosi 2%, a najveća razlika je 9%. Najveća razlika između maksimalnih operativnih brzina na pravcima i operativnih brzina na sredinama pravaca iznosi 4%, a za operativne brzine zabilježene 200 m prije kraja pravca iznosi 2%.

Analizom profila brzina pojedinačnih vožnji uočava se da položaj ostvarivanja najmanjih brzina u krivini ovisi, ne samo o polumjeru krivine, već i okolnim elementima. Na primjer, ako se radi o oštroj krivini između dva pravca ili između dvije blaže krivine, vozač već na prethodnom elementu počinje usporavati te u prvoj trećini krivine ostvaruje najmanju brzinu nakon čega ubrzava prema željenoj brzini idućeg elementa. Opisana situacija prikazana je primjerom na slici 5.1. Ovdje se radi o segmentu trase koji se sastoji od 3 horizontalne krivine ( $R_{33}$ ,  $R_{34}$  i  $R_{35}$ ) s

međupravcima ( $P_{34}$  i  $P_{35}$ ) te prijelaznicama ( $L_{34l}$ ,  $L_{34d}$ ,  $L_{35l}$ ). Na gornjem dijelu slike 5.1 prikazan je profil brzina (plava linija) te polumjeri putanje vozila (crvena linija). Promatrajući s lijeva na desno, prva je prikazana krivina  $R_{35}$  (polumjera 200 m), iza koje slijedi krivina  $R_{34}$  (polumjera 120 m) te krivina  $R_{33}$  (polumjera 257 m). Između  $R_{35}$  i  $R_{34}$  nalaze se pravac  $P_{35}$  (duljine 90 m) i dvije prijelaznice ( $L_{35l}$  duljine 30 m,  $L_{34d}$  duljine 50 m), a između krivina  $R_{34}$  i  $R_{33}$  nalaze se pravac  $P_{34}$  (duljine 48 m) i prijelaznica  $L_{34l}$  (duljine 55 m). Putanja snimljene vožnje prikazana je u donjem desnom kutu slike 5.1, a položaj markera “x” vidljiv je i na grafu profila brzina (presjek označen linijom crta-točka-crta). Iz prikazanog profila brzina vidljivo je da vozač duž krivine  $R_{35}$  povećava brzinu do kraja krivine, a već na pravcu počinje usporavati jer je uočio oštru krivinu  $R_{34}$ , ostvarujući najmanju brzinu od 62 km/h na početku krivine  $R_{34}$ . Nakon ostvarivanja najmanje brzine, vozač ubrzava da dostigne željenu brzinu ravnijeg dijela trase koji slijedi iza krivine  $R_{34}$  (pravac i blaža krivina  $R_{33}$ ).



**Slika 5.1** Snimka vožnje – vozač  $V_{12}$ , smjer Sinj – Vrlika, krivine  $R_{33}$ ,  $R_{34}$ ,  $R_{35}$  i pravci  $P_{34}$  i  $P_{35}$

Na kratkim pravcima nema određenog pravila na kojoj lokaciji se najčešće ostvaruju najveće brzine jer geometrijska obilježja samog pravca slabije utječu na izbor brzine nego što je to slučaj kod krivina. Osim utjecaja okolnih krivina, kod kratkih pravaca disperzija brzina ovisi i o stilu vožnje svakoga vozača.

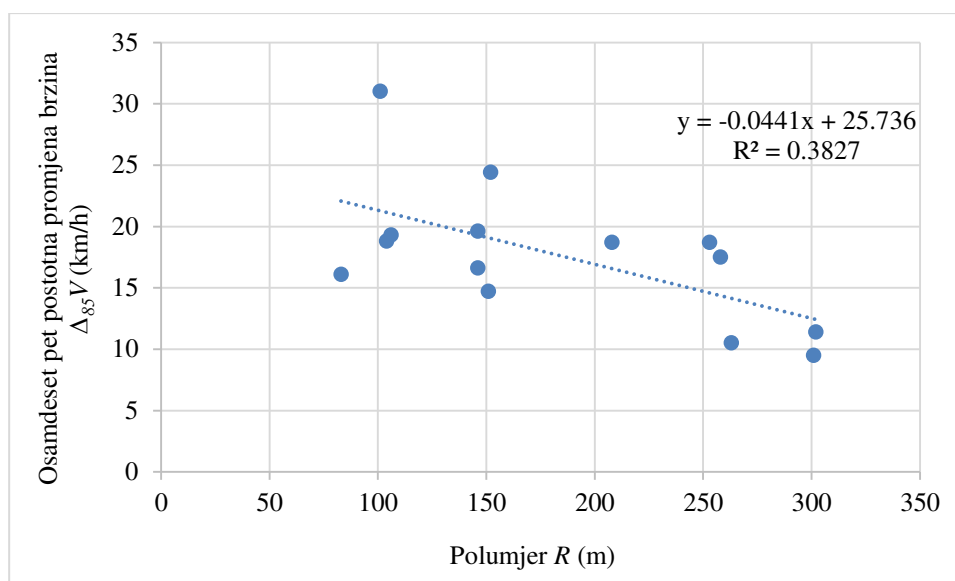
Prijašnji modeli brzina zasnivaju se na točkasto mjerenim podacima. Zbog manjka podataka, korištene su pretpostavke o konstantnim brzinama vožnje u krivini, s odvijanjem promjena brzina samo na pravcima. S obzirom na navedene pretpostavke, istraživači su unaprijed definirali lokacije snimanja podataka (sredina krivine, sredina pravca, 200 m prije kraja pravca) zbog čega

su to ograničene informacije o stvarnim brzinama vožnje. Budući da je kontinuirano snimljenim brzinama u ovome radu pokazano da pretpostavke prijašnjih istraživanja uglavnom nisu točne, upitna je pouzdanost tako definiranih modela operativnih brzina. Naime, brzine nisu mjerene na lokacijama gdje počinju ubrzavanja odnosno usporavanja pa tako definirani profili brzina nisu reprezentativni pokazatelj realnog ponašanja vozača.

Pretpostavke prijašnjih istraživanja provjerene su i u novijim istraživanjima temeljem kontinuirano snimljenih podataka pomoću GPS-a [70, 131]. Prema Pérez-Zuriaga i dr. [131], pretpostavka da se usporenja odvijaju samo na pravcima u većini slučajeva nije točna, odnosno smanjenje brzine s prethodnog elementa se nastavlja u krivini i završava u drugoj ili trećoj četvrtini krivine. Montella i dr. [70] također su pokazali da pretpostavka o konstantnim brzinama duž krivine nije točna te ovisi o veličini polumjera krivine te geometrijskim obilježjima okolnih elemenata.

S obzirom da je jedan od najjasnijih pokazatelja nekonzistencije toka trase promjena brzine između susjednih elemenata, osim usporedbi operativnih brzina, analizirane su i najveće individualne promjene brzina. Iz svakog pojedinačnog profila brzina određene su najveće promjene brzina između pristupnog elementa (pravac ili krivina) i krivine, te su definirane 85 postotne vrijednosti tih promjena. Osamdeset pet postotna vrijednost promjene brzine predstavlja promjenu brzine koju ne prelazi 85% vozača u uvjetima slobodne vožnje [131], odnosno samo 15% vozača ostvaruje veću promjenu brzine. Radije su odabrane osamdeset pet postotne promjene brzina ( $\Delta_{85}V$ ) nego razlike operativnih brzina susjednih elemenata ( $\Delta V_{85}$ ), jer  $\Delta V_{85}$  nije reprezentativan pokazatelj promjene brzine [131]. Naime, razdiobe brzina u krivinama i na pravcima imaju različite oblike (varijabilnost brzina u krivinama obično je manja nego na pravcima) [132] pa jednostavno oduzimanje operativnih brzina između pravca i krivine nije valjano. Također, 85 postotne brzine na pravcu i u krivini vjerojatno nisu izvedene od istog vozača.

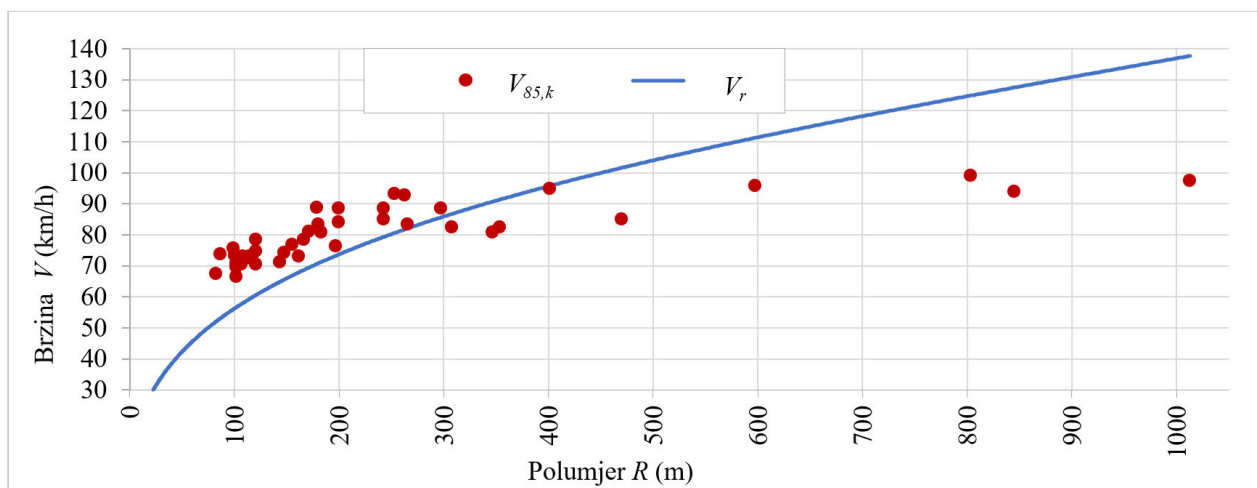
Analiziran je odnos 85 postotnih promjena brzina ( $\Delta_{85}V$ ) i polumjera krivina ( $R$ ) te je uočen trend porasta  $\Delta_{85}V$  sa smanjivanjem polumjera krivine (Slika 5.2). U većini slučajeva (93%) vozači su smanjivali brzinu s prethodnog elementa prema krivini pa su u ovoj analizi razmatrana samo usporenja. Kako bi se bolje razmotrio fenomen usporenja u krivini, na slici 5.2 prikazane su samo krivine s pristupnim pravcima duljim od 120 m.



**Slika 5.2** Odnos 85 postotnog smanjenja brzine ( $\Delta_{85}V$ ) i polumjera krivine ( $R$ )

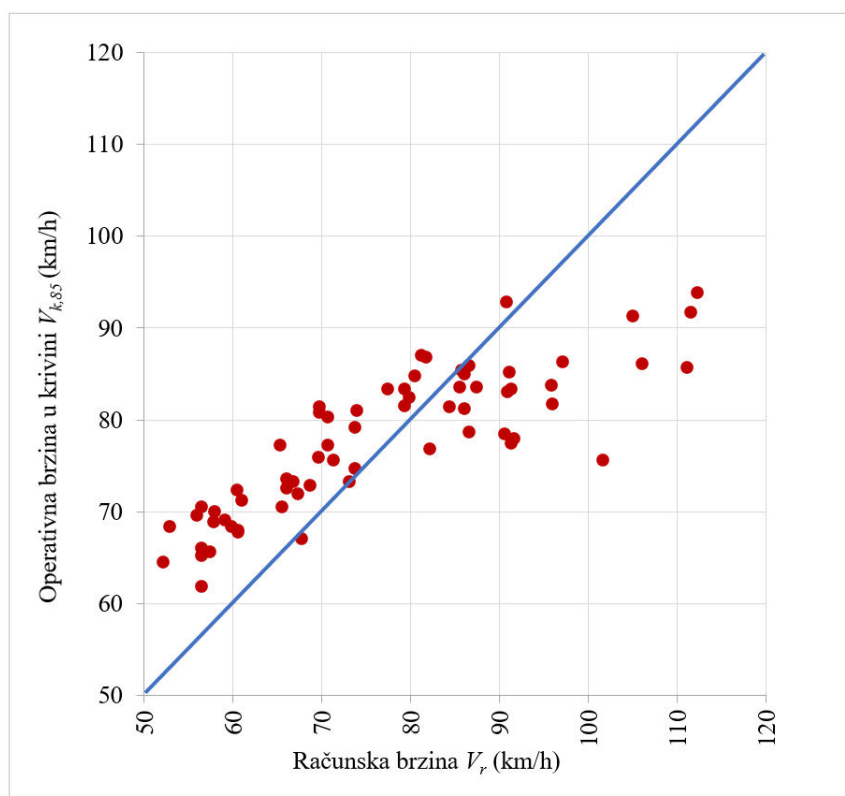
## 5.2 Usporedba operativnih i računskih brzina

Za projektnu brzinu od 60 km/h i izvedene polumjere, prema hrvatskom Pravilniku za projektiranje [19], određene su vrijednosti računskih brzina  $V_r$  u horizontalnim krivinama. Pri tome su vrijednosti  $V_r$  u svim analiziranim krivinama definirane prema osnovnom izrazu poprečne stabilnosti vozila u krivini (jednadžba 2.7), temeljem primijenjenog polumjera  $R$ , najvećeg poprečnog nagiba  $q_{max}$  i koeficijenta dopuštenog poprečnog otpora trenja  $f_{y,dop}$  (koji odgovara polumjeru  $R$ , prema izrazu 3.9). Naime, u usporedbi s vrijednostima definiranim temeljem primijenjenih uzdužnih nagiba, u svim analiziranim krivinama mjerodavan je bio kriterij polumjera krivine. Iako bi se iz definicije računске brzine prema hrvatskom Pravilniku za projektiranje [19] moglo zaključiti kako se računska brzina odnosi i na druge elemente trase, ne samo horizontalne krivine, način određivanja  $V_r$  za pravce nije u potpunosti definiran. Tablica odnosa brzine i uzdužnog nagiba (Tablica 3.3) primjenjiva je samo za horizontalne krivine kao dodatni kriterij uz osnovni način određivanja prema primijenjenom polumjeru krivine. Računsku brzinu za pravce nije moguće odrediti samo na temelju uzdužnog nagiba i kategorije ceste, neovisno o samoj duljini pravca, jer uzdužni nagib nije odlučujući utjecajni čimbenik prema kojem vozač odabire brzinu na pravcu (kao što se može vidjeti iz pregleda postojećih modela u tablici 3.10). Stoga su u ovome dijelu rada računске brzine definirane samo za krivine. Usporedba operativnih i računskih brzina, u odnosu na polumjere krivina, prikazana je na slici 5.3. Iz slike 5.3 je vidljivo da operativne brzine premašuju vrijednosti računskih brzina u krivinama polumjera manjih od 300 m.



**Slika 5.3** Usporedba operativnih i računskih brzina u krivinama, u odnosu na polumjer krivine

Odnos operativnih i računskih brzina prikazan je i na slici 5.4. Crvenim točkama prikazane su operativne brzine određene iz snimljenih podataka i odgovarajuće računске brzine u krivinama. Dijagonalna linija predstavlja jednake operativne i računске brzine. Kod svih krivina s računskim brzinama manjim od 80 km/h, operativne brzine premašile su vrijednosti računskih brzina.



**Slika 5.4** Odnos operativnih i računskih brzina u krivinama

Prema hrvatskom Pravilniku za projektiranje [19], na temelju računске brzine određuju se veličine koje sa stajališta sigurnosti predstavljaju jedne od najvažnijih karakteristika ceste (poprečni nagib kolnika u krivini i potrebna duljina preglednosti). Računska brzina određuje se na temelju primijenjenih polumjera horizontalnih krivina iz osnovnog izraza poprečne stabilnosti vozila u krivini (2.7). Tako određena vrijednost je manja od stvarnih brzina većine vozača što rezultira projektiranjem cesta neodgovarajućih karakteristika, npr. primjenom manjih poprečnih nagiba od onih najpovoljnijih za sigurnu i udobnu vožnju.

### 5.3 Analiza polumjera putanje vozila

Većina prijašnjih studija konzistencije i sigurnosti na cesti zasnivaju se na operativnim brzinama, dok je zabilježeno samo nekoliko istraživanja u kojima je proučavan utjecaj polumjera stvarnih putanja vozila na stabilnost vozila u krivini. Stoga su osim brzina, u provedenom eksperimentalnom istraživanju, prikupljeni i podaci o stvarnim polumjerima putanja vozila [133]. Prema preporuci nekih autora [26, 47], za kritični polumjer putanje vozila odabran je 15 postotni polumjer putanje vozila ( $R_{15}$ ). Petnaest postotni polumjer putanje vozila smatra se kritičnim jer su polumjeri putanje vozila od samo 15% vozača manji od ove vrijednosti. Pri tome su analizirane samo krivine manjih polumjera. Naime, sigurnost se povećava s porastom polumjera krivine, odnosno stopa prometnih nesreća je znatno veća u krivinama manjih polumjera. Također, preciznost određivanja polumjera putanje vozila manja je u krivinama većih polumjera [126].

Karakteristike ceste trebale bi biti usklađene s očekivanjima vozača. Najjednostavniji način za provjeru konzistencije jest uspoređivanje vrijednosti parametara kojima se može opisati stvarno ponašanje vozača (kritični polumjer putanje vozila) i odgovarajućih vrijednosti koje se koriste pri projektiranju (polumjer u osi ceste). Snimljeni podaci su korišteni za usporedbu polumjera osi ceste i kritičnih petnaest postotnih polumjera putanja vozila te za proučavanje mogućeg utjecaja brzine vozila, promjene brzine i geometrijskih obilježja ceste na vozačev izbor putanje vozila. Analiza je provedena pomoću višestruke linearne regresije. Kako bi se moglo analizirati horizontalne krivine različitih zakrivljenosti, za zavisnu varijablu odabran je postotak razlike između polumjera krivine i kritičnog petnaest postotnog polumjera putanje vozila:

$$\Delta R = \frac{R - R_{15}}{R} \cdot 100 \quad (5.2)$$

Za nezavisne varijable odabrane su 85 postotna brzina u krivini  $V_{85,k}$  (km/h), 85 postotna promjena brzine  $\Delta_{85}V$  (km/h), polumjer krivine  $R$  (m), uzdužni nagib  $s$  (%), duljina kružne krivine  $L_k$  (m), duljina pristupnog pravca  $L_{p1}$  (m), duljina pravca iza krivine  $L_{p2}$  (m) i duljine prijelaznica

prije i poslije kružnog luka  $L_{pr1}$ ,  $L_{pr2}$  (m). Kako bi se razmotrilo i ponašanje vozača na prijelazu između dva elementa, osim geometrijskih obilježja okolnih elemenata, za nezavisnu varijablu regresijske analize uzeta je i promjena brzine između pristupnog elementa i krivine  $\Delta_{85}V$  (km/h).

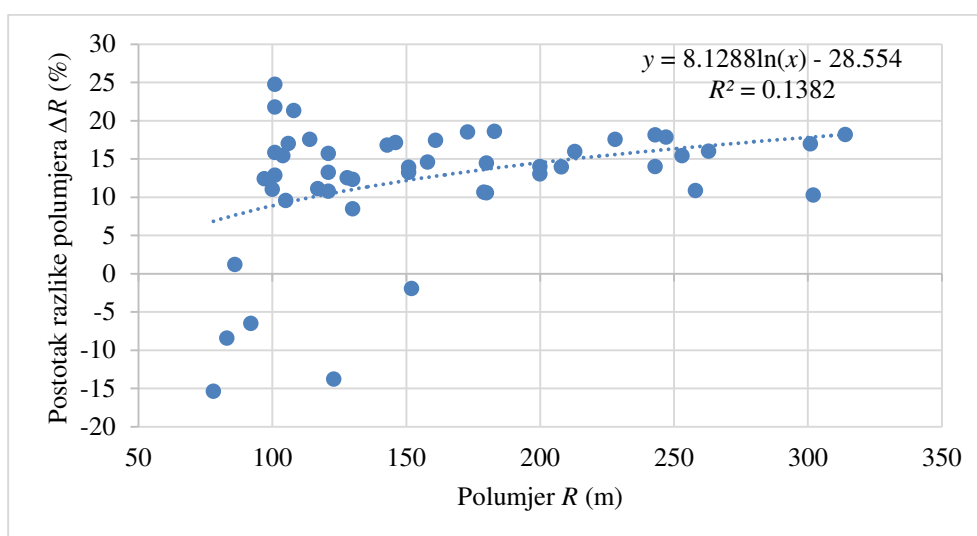
Prije provođenja višestruke regresijske analize, istraženi su pojedinačni utjecaji svake nezavisne varijable. Individualne regresijske analize pokazale su da je utjecaj geometrijskih obilježja okolnih elementa na  $\Delta R$  zanemariv, zbog čega su u nastavku prikazani samo dijagrami rasipanja za sljedeće varijable: polumjer krivine (Slika 5.5), duljina kružnog luka (Slika 5.6), skretni kut (Slika 5.7), operativna brzina u krivini (Slika 5.8) i 85 postotna promjena brzine – smjer od Vrlike prema Sinju (Slika 5.9).

Iz pojedinačnih regresijskih analiza može se zaključiti da odabrane nezavisne varijable ne utječu značajno na varijabilnost postotka razlike polumjera  $\Delta R$ , a najveći utjecaj ima duljina kružnoga luka  $L_k$ . Ipak, iz provedene analize mogu se uočiti određene pravilnosti u ponašanju vozača. Općenito, vozači u krivinama izvode polumjere manje od polumjera osi ceste, neovisno od smjera vožnje, a u prosjeku je kritični polumjer putanje vozila 12% manji od polumjera krivine. Slični rezultati dobiveni su i u istraživanju [21] odnosno [22] prema kojem je i definiran odnos projektiranog i kritičnog polumjera putanje vozila, kako je prikazano izrazom (3.10). Na temelju provedene analize, uzimajući u obzir i rezultate dosadašnjih istraživanja, definiran je kritični polumjer putanje vozila:

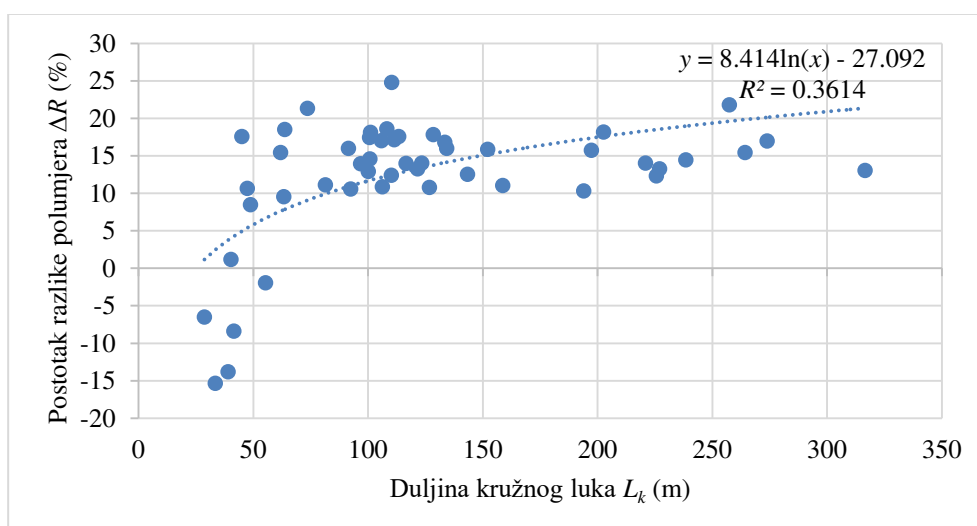
$$R_{kritični} = 0.88 \cdot R \quad (5.3)$$

Najveći raspon polumjera putanje vozila uočen je u krivinama malih polumjera, kako je prikazano na slici 5.7. Kako bi povećali udobnost vožnje, u ostrim i kratkim krivinama s malim skretnim kutovima, većina vozača “siječe krivinu“ izvodeći polumjer putanje veći od polumjera u osi ceste (Slika 5.5, 5.6 i 5.7). Izvođenje takvih radnji u određenoj mjeri može se objasniti i ograničenom preglednošću koja je karakteristična za krivine malih polumjera. Istodobno, u krivinama polumjera manjih od 150 m uočene su najveće pozitivne vrijednosti  $\Delta R$  (od čak 25%). Budući da su to krivine malih polumjera, odgovaraju im niže vrijednosti operativnih brzina, neovisno o duljini krivine i skretnome kutu. Takvo ponašanje može se povezati sa Spacek-ovim korekcijskim tipom (Slika 3.17) [25]. U namjeri da što udobnije prođu ostru krivinu, vozači često podcijene stvarnu zakrivljenost. Negdje duž krivine pogreška je uočena i najčešće se korigira manje ili više naglim zakretanjem upravljača što rezultira izvođenjem polumjera putanje manjeg od polumjera krivine. Manji polumjer putanje vozila uzrokuje porast centripetalnog ubrzanja, a time i porast potrebnog bočnog trenja. U lošim uvjetima kolnika i za brzine neprilagođene

geometriji krivine, takvi nagli zaokreti upravljača mogu rezultirati nestabilnošću vozila i potencijalno mogu dovesti do prometne nesreće. Najizraženija nekonzistentnost polumjera putanja (najveće vrijednosti  $\Delta R$ ) uočena je u krivinama manjih polumjera ( $R < 150$  m) što ukazuje na povećani rizik od proklizavanja, a može se povezati i s povećanom stopom prometnih nesreća u krivinama manjih polumjera (Slika 1.2). Na povećani rizik od proklizavanja u krivinama malih polumjera svakako utječe i fenomen “zaglađivanja“ habajućeg sloja kolničke konstrukcije (manje raspoloživo trenje), do kojeg dolazi tokom eksploatacije zbog uvjeta vožnje karakterističnih za oštre krivine.

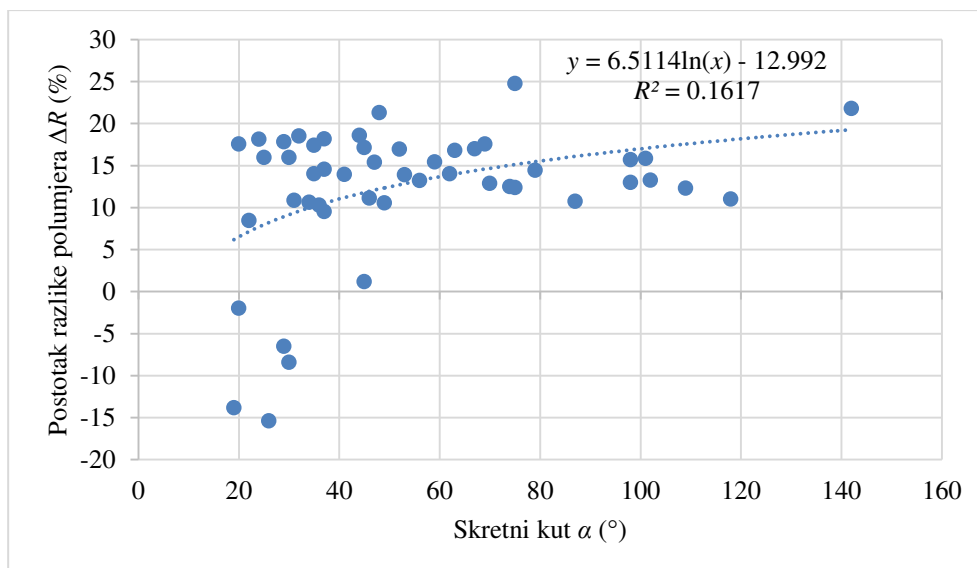


**Slika 5.5** Odnos postotka razlike polumjera  $\Delta R$  i polumjera krivine  $R$



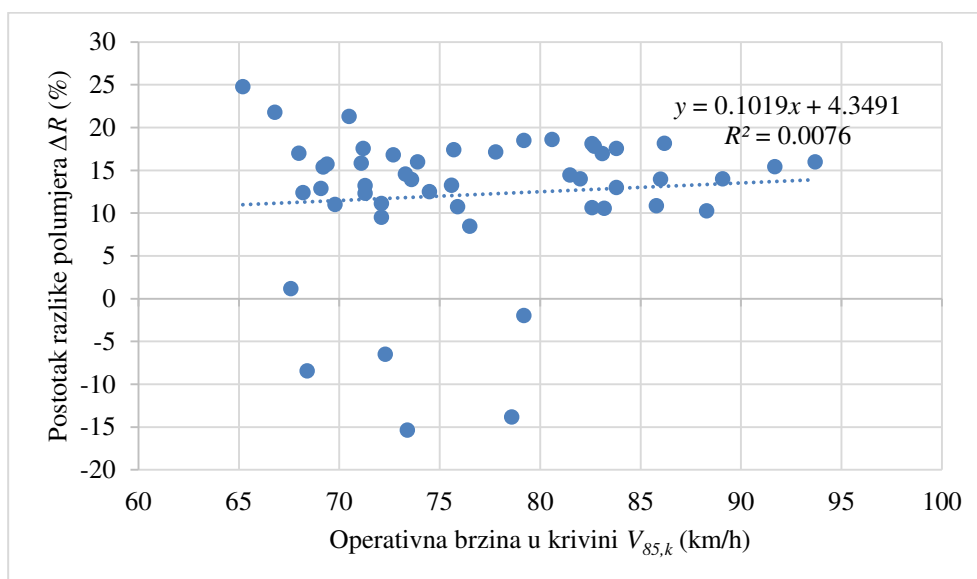
**Slika 5.6** Odnos postotka razlike polumjera  $\Delta R$  i duljine kružnoga luka  $L_k$



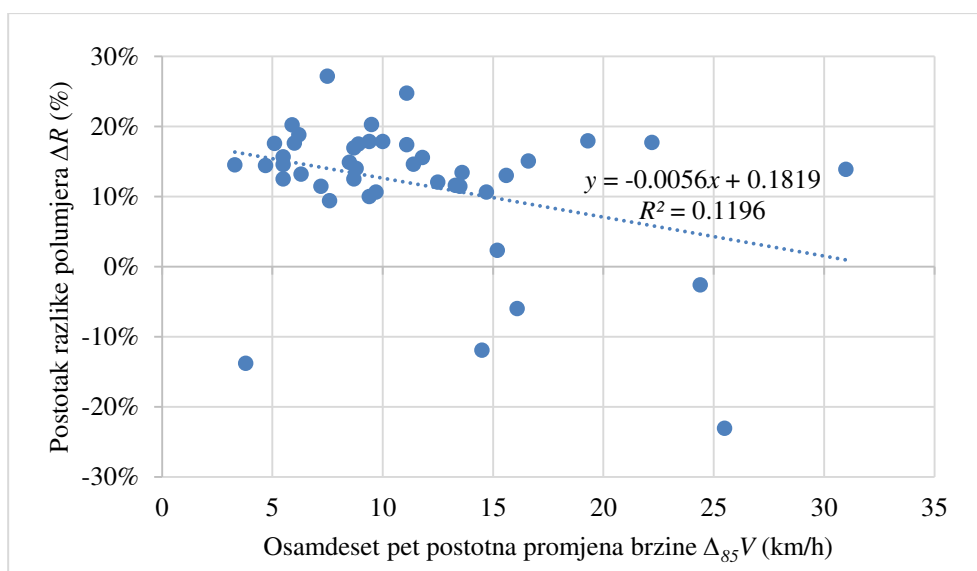


Slika 5.7 Odnos postotka razlike polujera  $\Delta R$  i skretnog kuta  $\alpha$

Vrijednosti  $\Delta R$  ne ovise o operativnoj brzini u krivini, kako je prikazano na slici 5.8. Također nije pronađena statistički značajna povezanost između  $\Delta R$  i  $\Delta_{85}V$  (Slika 5.9).

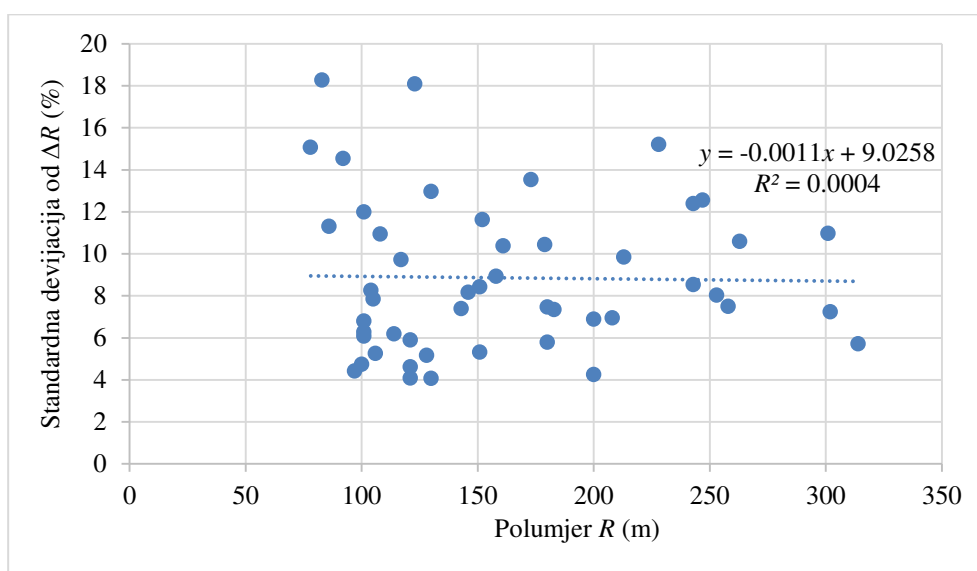


Slika 5.8 Odnos postotka razlike polujera  $\Delta R$  i operativne brzine u krivini  $V_{85,k}$



**Slika 5.9** Odnos postotka razlike polumjera  $\Delta R$  i osamdeset pet postotne promjene brzine  $\Delta_{85}V$  (smjer od Vrlike prema Sinju)

Kako bi se dodatno istražio utjecaj polumjera krivine na postotak razlike između polumjera krivine i kritičnog petnaest postotnog polumjera putanje vozila, izračunate su i standardne devijacije  $\Delta R$ . Odnos izračunatih standardnih devijacija i polumjera krivina prikazan je slici 5.10. Može se zaključiti da polumjer krivine ne utječe na postotak razlike između polumjera krivine i kritičnog polumjera putanje vozila. Prosječna vrijednost standardne devijacije  $\Delta R$  iznosi 9% s nešto većim standardnim devijacijama u krivinama malih polumjera.



**Slika 5.10** Odnos standardnih devijacija  $\Delta R$  i polumjera krivina  $R$

Nakon pojedinačnih regresijskih analiza, provedena je višestruka linearna regresija. Budući da je analizirano više nezavisnih varijabli, potrebno je odrediti koje su od njih najznačajnije. Jedna

od metoda izbora nezavisnih varijabli u regresijskom modelu jest stupanjska regresija (engl. *stepwise regression*). Stupanjska regresija omogućuje da se, kada postoji više potencijalnih nezavisnih varijabli, izradi najbolji mogući model. Ovom metodom dodaje se jedna po jedna nezavisna varijabla, sve dok su one statistički značajne i dok doprinose boljem objašnjavaanju zavisne varijable. U onom trenutku kada dodavanje nove nezavisne varijable ne bi povećalo  $R^2$  ili ta varijabla ne bi bila statistički značajna, varijabla se ne uključuje u model.

Konačno, metodom stupanjske regresije dobiven je model postotka razlike između polumjera krivine i kritičnog petnaest postotnog polumjera putanje vozila. Analizom pojedinačnih dijagrama rasipanja (slike 5.5, 5.6 i 5.7) uočeno je da bi aproksimacija logaritamskog oblika bila bolja od linearne za nezavisne varijable (polumjer krivine, duljina kružnoga luka i skretni kut). Stoga su prilikom provođenja višestruke regresijske analize upotrijebljene logaritamske vrijednosti navedenih varijabli. Kako je bilo i očekivano s obzirom na individualne dijagrame rasipanja, stupanjska regresija rezultirala je samo s duljinom kružnoga luka kao nezavisnom varijablom:

$$\Delta R = 8.41 \cdot \ln(L_k) - 27.09 \quad (5.4)$$

Ostale predložene nezavisne varijable isključene su iz modela jer je utvrđeno da ne doprinose značajno sveukupnom modelu. Razvijeni model pokazuje da se postotak razlike između polumjera krivine i kritičnog petnaest postotnog polumjera putanje vozila povećava s porastom duljine kružnoga luka. Korigirani koeficijent determinacije od  $\bar{R}^2 = 0.348$  pokazuje da, iako postoji određena zavisnost između postotka razlike polumjera i duljine kružne krivine, ona je slaba i nepouzdana.

## 5.4 Analiza margina sigurnosti na temelju polumjera putanja vozila i operativnih brzina

Jedna od najvažnijih mjera za osiguranje konzistencije u horizontalnim krivinama jest dinamika vožnje (Lamm-ov kriterij 3 [3], Tablica 3.1), odnosno kriterij stabilnosti vozila, kako ga neki autori nazivaju [49]. Gubitak stabilnosti vozila u horizontalnim krivinama može biti rezultat prekomjerne centripetalne sile, odnosno može nastati zbog prekoračenja graničnih vrijednosti poprečnog trenja. Stoga se ovaj sigurnosni kriterij zasniva na određivanju margine sigurnosti. U ovome dijelu rada izvršena je preliminarna analiza margina sigurnosti uz primjenu osnovnog modela materijale točke, a analizirane su dvije vrste margina sigurnosti. Margina sigurnosti I odgovara Lamm-ovom kriteriju 3 (Tablica 3.1), odnosno predstavlja razliku između koeficijenta

najvećeg dopuštenog poprečnog otpora trenja  $f_{y,dop}$  (koji ovisi o projektnoj brzini  $V_p$ ) i koeficijenta potrebnog poprečnog otpora trenja  $f_{85,y}$ . Margina sigurnosti II jest razlika između koeficijenta najvećeg dopuštenog poprečnog otpora trenja koji se zasniva na operativnoj brzini  $f_{y,dop(V85)}$  i koeficijenta potrebnog poprečnog otpora trenja  $f_{85,y}$ . Pri tome se koeficijenti najvećeg dopuštenog poprečnog otpora trenja određuju na temelju mjerenja. Vrijednosti  $f_{y,dop}$  primjenjuju se za određivanje najmanjeg polumjera horizontalne krivine te su iz sigurnosnih razloga znatno niže od najvećih raspoloživih, kako bi se omogućila rezerva trenja za manevre kretanja u krivinama koji zahtijevaju upotrebu uzdužnog trenja (ubrzavanje, usporavanje ili kočenje). Koeficijent potrebnog poprečnog otpora trenja  $f_{85,y}$  može se odrediti iz osnovnog uvjeta poprečne stabilnosti vozila u krivini prema modelu materijalne točke, na temelju operativne brzine u krivini  $V_{85,k}$  i geometrijskih karakteristika horizontalne krivine (polumjer  $R$  i poprečni nagib kolnika  $q$ ). U nastavku će se definirati način određivanja svakog od navedena tri koeficijenta poprečnog otpora trenja.

Budući da su istraživanja trenja dosta zahtjevna i skupa, provedena su u samo nekoliko zemalja. Dok se istraživanja u SAD-u zasnivaju na osjećaju udobnosti vozača, u Njemačkoj su vršena mjerenja trenja. Za izračun margina sigurnosti, u ovome radu korišten je Lamm-ov model trenja [3, 56]. Na temelju koeficijenata najvećeg uzdužnog otpora trenja dobivenih istraživanjima u različitim zemljama (Njemačka, Francuska, Švedska, Švicarska i SAD), Lamm je definirao sveukupni regresijski odnos između koeficijenta najvećeg uzdužnog otpora trenja  $f_x$  i projektne brzine  $V_p$  (km/h):

$$f_x = 0.59 - 4.85 \cdot 10^{-3} \cdot V_p + 1.51 \cdot 10^{-5} \cdot V_p^2 \quad (5.5)$$

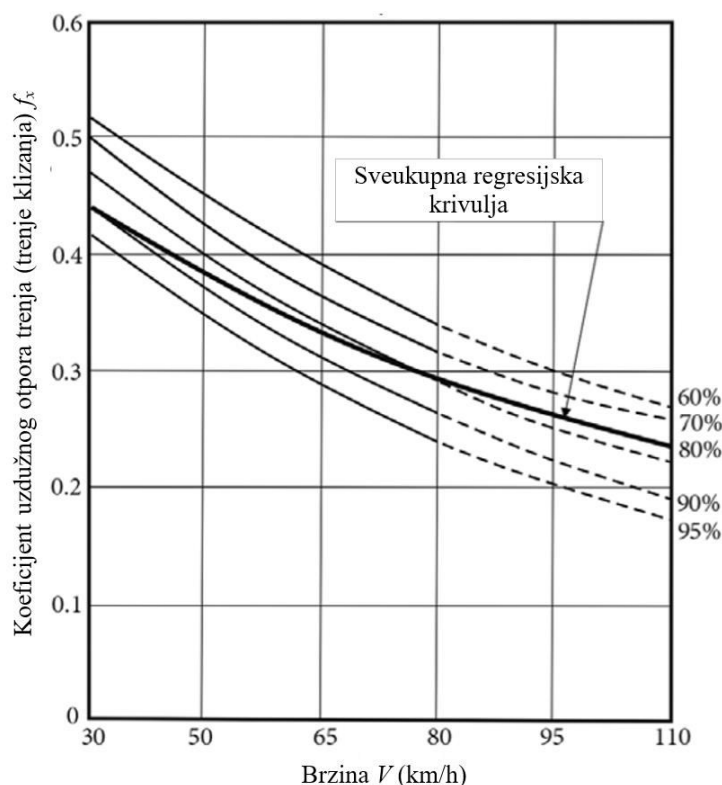
Definirana svukupna krivulja (5.5) uspoređena je s koeficijentima trenja izmjerenim u sklopu njemačkih istraživanja (Slika 5.11) na temelju čega se može uočiti da Lamm-ova sveukupna krivulja pokriva između 80 i 90% izmjerenih vrijednosti dobivenih istraživanjima provedenim u Njemačkoj. Stoga se model trenja (5.5) može smatrati razumnim u smislu sigurnosti, ekonomičnosti i očuvanja okoliša [3].

Koeficijent najvećeg raspoloživog poprečnog otpora trenja  $f_{y,max}$  računa se kao udio koeficijenta najvećeg uzdužnog otpora trenja  $f_x$ , kako je prikazano izrazom (5.6).

$$f_{y,max} = 0.925 \cdot f_x \quad (5.6)$$

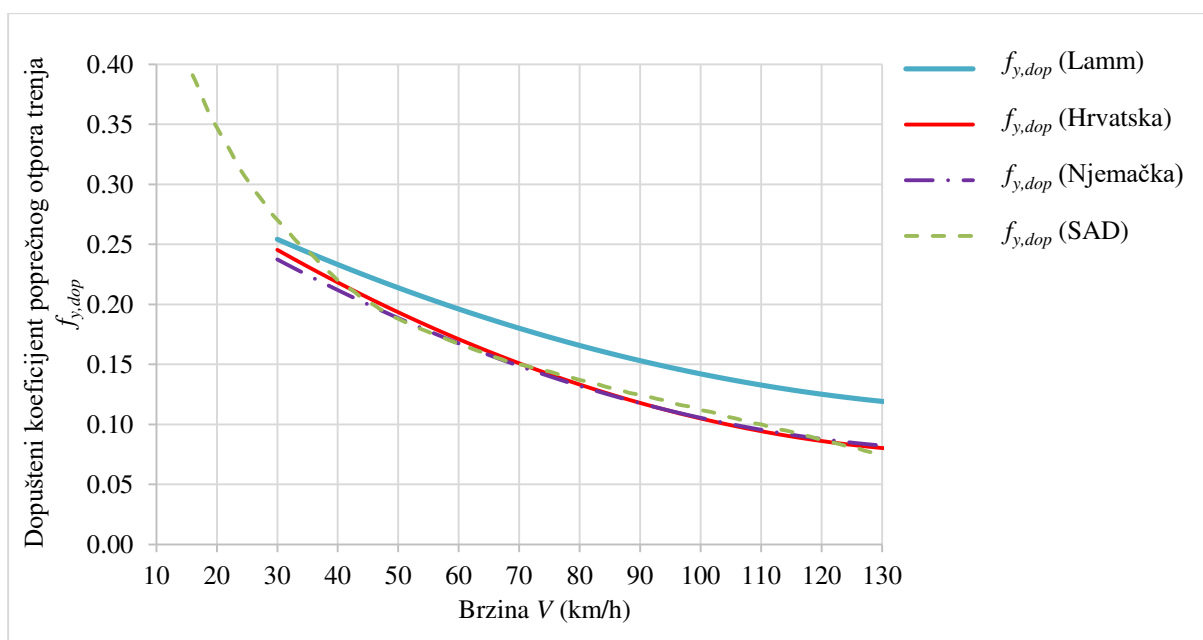
Koeficijent najvećeg dopuštenog poprečnog otpora trenja  $f_{y,dop}$  puno je niži od najvećih raspoloživih vrijednosti te se određuje kao umnožak stupnja iskorištenosti raspoložive vrijednosti trenja  $n$  i koeficijenta najvećeg raspoloživog poprečnog otpora trenja  $f_{y,max}$ , prema izrazu:

$f_{y,dop} = n \cdot f_{y,max}$  (3.7). Stupanj iskorištenosti raspoložive vrijednosti trenja za vangradske ceste iznosi od 40 do 60%, ovisno o vrsti terena i da li se radi o novogradnji ili postojećoj cesti [56]. To znači da u uzdužnom smjeru ostaje još 83 do 93% trenja za ubrzavanje, usporavanje ili neke nagle manevre prilikom vožnje u krivinama.



**Slika 5.11** Lamm-ova sveukupna regresijska krivulja uzdužnog trenja u odnosu na koeficijente uzdužnog trenja izmjerene u Njemačkoj [3]

Raspodjela koeficijenata najvećeg raspoloživog poprečnog otpora trenja u smislu Lamm-ove sveukupne regresijske krivulje, uspoređena je s vrijednostima koeficijenata kako je definirano u hrvatskom Pravilniku za projektiranje [19], te u njemačkim smjernicama [44] i smjernicama SAD-a [46] (Slika 5.12). Pri tome su vrijednosti  $f_{y,dop}$  prema njemačkim smjernicama [44] izračunate za stupanj iskorištenosti raspoložive vrijednosti trenja  $n = 50\%$ , prema hrvatskom Pravilniku [19] za  $n = 60\%$ , a prema Lamm-ovoj sveukupnoj krivulji uzet je  $n = 60\%$  za postojeće ceste [56]. Iako se načini određivanja dopuštenih vrijednosti poprečnog trenja u SAD-u i europskim zemljama znatno razlikuju, sa slike 5.12 može se uočiti da su njihove vrijednosti približno jednake. Koeficijenti  $f_{y,dop}$  prema Lamm-ovoj sveukupnoj krivulji nešto su veći od koeficijenata navedenih smjernica za projektiranje pri čemu se ta odstupanja povećavaju s porastom brzina.



**Slika 5.12** Usporedba dopuštenih vrijednosti koeficijenta poprečnog otpora trenja prema različitim smjernicama s koeficijentima prema Lamm-ovoj sveukupnoj krivulji [3]

Koeficijent potrebnog poprečnog otpora trenja  $f_{85,y}$  određuje se iz osnovnog uvjeta poprečne stabilnosti vozila u krivini prema osnovnom modelu materijalne točke, uzimajući u obzir operativnu brzinu u krivini  $V_{85,k}$  (km/h), polumjer krivine  $R$  (m) i poprečni nagib  $q$  (%):

$$f_y = \frac{V_{85,k}^2}{127 \cdot R} - 0.01 \cdot q \quad (5.7)$$

Navedeni izraz (5.7) temelji se na pretpostavci da zakrivljenost putanje vozila odgovara zakrivljenosti trase te da je brzina u krivini konstantna. Međutim, kao što je pokazano analizom realnih polumjera putanje vozila u poglavlju 5.3, ta pretpostavka nije točna, tj. polumjeri putanje vozila uglavnom su manji od onih projektiranih. Uz nerealne pretpostavke o polumjerima i margine sigurnosti su veće od stvarnih, odnosno ostavljaju dojam veće sigurnosti nego što u stvarnosti zaista postoji. Da bi se odredile realnije margine sigurnosti, za svako pojedino vozilo određeni su koeficijenti potrebnog poprečnog otpora trenja koristeći izraz (5.7), uzimajući u obzir polumjere putanje vozila, odgovarajuće brzine u krivini (kojima su navedeni polumjeri putanje izvedeni) i stvarne poprečne nagibe. Na temelju pojedinačnih koeficijenata poprečnog otpora trenja, utvrđena je 85 postotna vrijednost koeficijenta potrebnog poprečnog otpora trenja  $f_{85,y}$  za svaku analiziranu krivinu. Koeficijent potrebnog poprečnog otpora trenja  $f_{85,y}$  predstavlja vrijednost koju ne prelazi 85% vozača. Rezultirajući koeficijenti  $f_{85,y}$  uspoređeni su s koeficijentima najvećeg dopuštenog poprečnog otpora trenja ( $f_{y,dop}$  i  $f_{y,dop(V85)}$ ) kao i s

koeficijentima najvećeg raspoloživog poprečnog otpora trenja uslijed čistog kružnog gibanja ( $f_{y,max(V85)}$ ), kako je prikazano na slici 5.13.

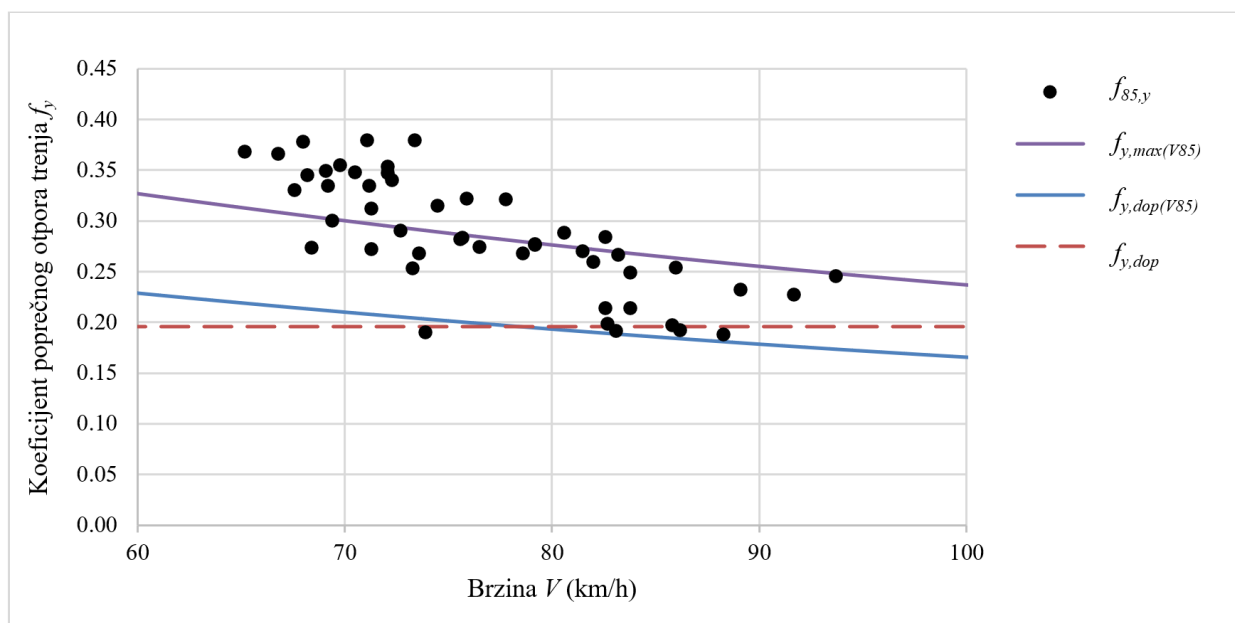
Koeficijenti najvećeg dopuštenog poprečnog otpora trenja izračunati su pomoću izraza (3.7), za projektnu brzinu od  $V_p = 60$  km/h i stupanj iskorištenosti raspoložive vrijednosti trenja za postojeće ceste  $n = 60\%$  [56]. Za cijelu analiziranu dionicu definirana je jedinstvena projektna brzina pa i vrijednost koeficijenta najvećeg dopuštenog poprečnog otpora trenja od  $f_{y,dop} = 0.196$  odgovara svim krivinama dionice, neovisno o stvarnim brzinama vožnje. Budući da su operativne brzine veće od projektne brzine u svim analiziranim krivinama, koeficijenti potrebnog poprečnog otpora trenja  $f_{85,y}$  uspoređeni su i s koeficijentima  $f_{y,dop(V85)}$ . Osim  $f_{y,dop}$  i  $f_{y,dop(V85)}$ , na slici 5.13 prikazane su i vrijednosti koeficijenata najvećeg raspoloživog poprečnog otpora trenja uslijed čistog kružnog gibanja (u smislu Lamm-ove sveukupne krivulje trenja [56], uz primjenu operativnih brzina).

Stoga su, u skladu s definiranim koeficijentima poprečnog otpora trenja, analizirane dvije vrste margina sigurnosti:

$$\Delta f_{y1} = f_{y,dop} - f_{85,y} \quad (5.8)$$

$$\Delta f_{y2} = f_{y,dop(V85)} - f_{85,y} \quad (5.9)$$

U velikom broju krivina uočena je nekonzistencija u smislu poprečne stabilnosti vozila. Sa slike 5.13 može se uočiti da su koeficijenti potrebnog poprečnog otpora trenja  $f_{85,y}$  veći od vrijednosti koeficijenta najvećeg dopuštenog poprečnog otpora trenja ( $f_{y,dop}$  kao i  $f_{y,dop(V85)}$ ) u gotovo svim krivinama, dok su u 43% analiziranih krivina koeficijenti  $f_{85,y}$  premašili vrijednosti koeficijenata najvećeg raspoloživog poprečnog otpora trenja uslijed čistog kružnog gibanja  $f_{y,max(V85)}$ . Iako bi se iz navedenih rezultata moglo zaključiti da je došlo do gubitka stabilnosti testnih vozila, to se u stvarnosti ipak nije dogodilo. Naime, nije došlo do proklizavanja vozila zato što se Lamm-ova sveukupna krivulja trenja odnosi na vrijednosti trenja u najlošijim uvjetima (mokar i prljav kolnik, istrošeni pneumatici). Ipak, navedeni rezultati svakako ukazuju na opasnost od proklizavanja prilikom većih brzina u lošim uvjetima vožnje. Prema istraživanju [91], operativna brzina za dvotračne vangradske ceste ne ovisi značajno o stanju kolnika u smislu vlažnosti. Stoga je opravdano uspoređivati koeficijente stvarnog poprečnog otpora trenja koji su izračunati na temelju brzina i polumjera putanje izmjerenih u suhim uvjetima, s koeficijentima trenja mjerenim u uvjetima mokrog kolnika.



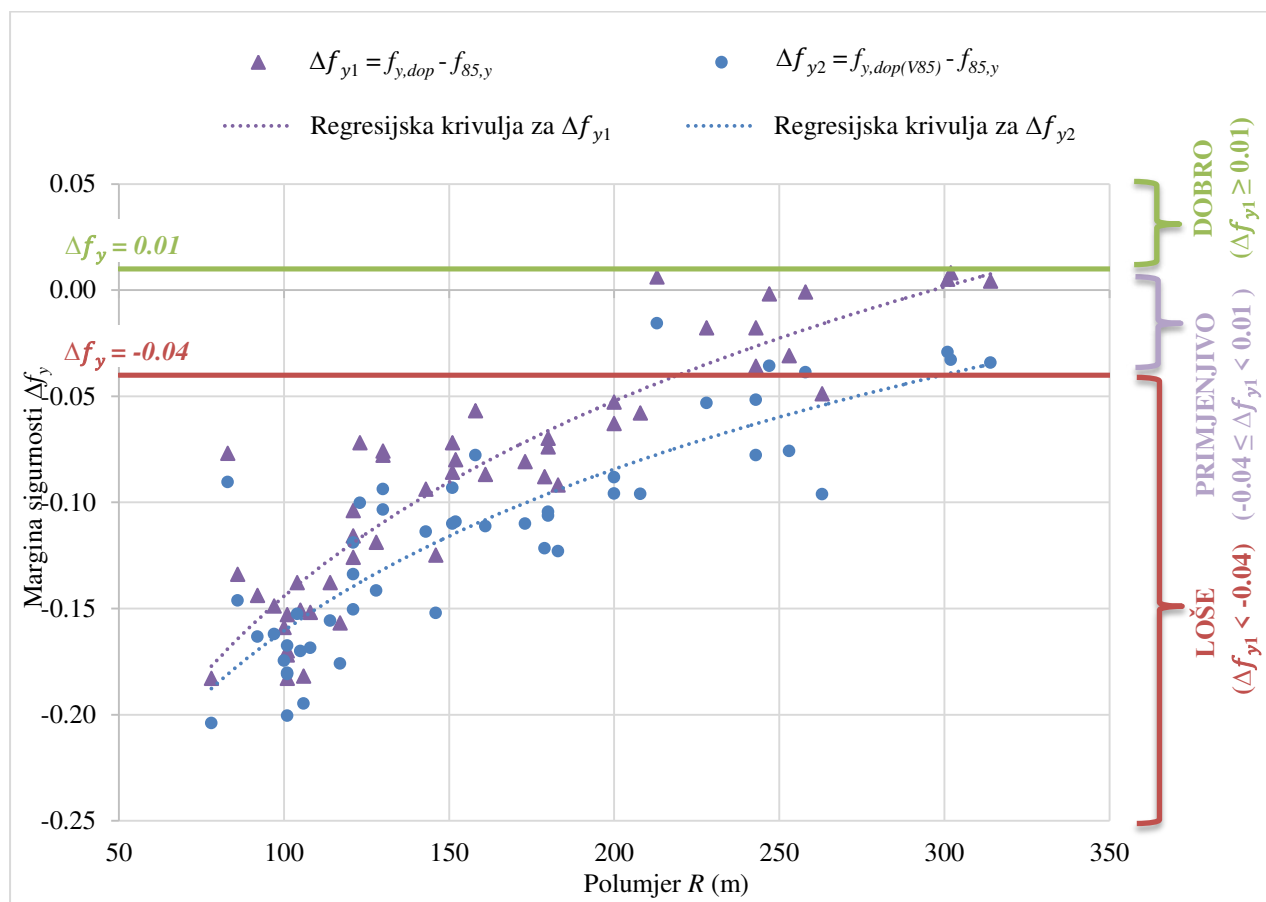
**Slika 5.13** Usporedba koeficijenata potrebnog poprečnog otpora trenja  $f_{85,y}$  s vrijednostima  $f_{y,dop}$ ,  $f_{y,dop(V85)}$  i  $f_{y,max(V85)}$  koji se zasnivaju na Lamm-ovoj sveukupnoj krivulji trenja [3]

Na slici 5.14 prikazane su analizirane margine sigurnosti ( $\Delta f_{y1}$  i  $\Delta f_{y2}$ ) u odnosu na polumjere krivina. Budući da su koeficijenti najvećeg dopuštenog poprečnog otpora trenja koji se zasnivaju na operativnoj brzini manji od koeficijenata pri projektnoj brzini ( $f_{y,dop(V85)} < f_{y,dop}$ ), i margine sigurnosti II manje su od margina sigurnosti I te daju veće negativne vrijednosti. Općenito, veće negativne vrijednosti margina sigurnosti uočene su krivinama manjih polumjera. Na temelju opsežnih baza podataka o prometnim nesrećama u odnosu na zakrivljenost trase, Lamm i dr. [3] definirali su 3 područja razine konzistencije: “dobro“ za  $R \geq 350$  m, “primjenjivo” za  $180 \text{ m} \leq R < 350$  m, i “loše” za  $R < 180$  m. Navedena područja razine konzistencije zapravo predstavljaju polazište za definiranje raspona graničnih vrijednosti Lamm-ovih kriterija konzistencije iz tablice 3.1. Tako su za navedene granične polumjere razmatrana odstupanja koeficijenata najvećeg dopuštenog i potrebnog poprečnog otpora trenja. U skladu s Lamm-ovim marginama sigurnosti u slučaju  $\Delta f_{y1}$ , može se zaključiti da čak 80% ovdje analiziranih krivina spada u “loše područje“, dok ih je 20% u “primjenjivom području“. Razmatrajući margine sigurnosti zasnovane na operativnim brzinama ( $\Delta f_{y2}$ ), u “loše područje“ spada čak 88% analiziranih krivina, a samo 12% ih se može smatrati krivinama “primjenjivog područja“.

Na temelju regresijske krivulje analiziranih margina sigurnosti sa slike 5.14, utvrđeni su granični polumjeri za “loše područje“. Vrijednost tog graničnog polumjera iznosi otprilike 220 m u smislu  $\Delta f_{y1} < -0.04$ , odnosno oko 300 m u smislu  $\Delta f_{y2} < -0.04$ . Dobiveni granični polumjeri ne odstupaju puno od Lamm-ove vrijednosti od 180 m. Ovi rezultati ukazuju na povećani rizik od proklizavanja u krivinama manjih polumjera, naročito uz vožnju operativnim brzinama. Usprkos



činjenici da se u krivinama većih polumjera vozi brže, one su sigurnije jer je intenzitet opadanja raspoložive vrijednosti trenja manji kod većih brzina.



**Slika 5.14** Margine sigurnosti  $\Delta f_{y1}$  i  $\Delta f_{y2}$  u odnosu na polumjere krivina

Analiza margina sigurnosti pokazala je veću nekonzistenciju (u smislu dinamike vožnje) u krivinama manjih polumjera. Rezultati sa slike 5.14 mogu se povezati s rezultatima studija o prometnim nesrećama. Većina istraživanja u kojima su analizirani uzroci nastajanja prometnih nesreća istaknula je polumjer krivine kao značajan čimbenik. Smanjenjem polumjera krivine povećava se broj prometnih nesreća, pri čemu je to povećavanje intenzivnije izraženo kod krivina s polumjerima manjim od 200 m (Slika 1.2). Taj kritični polumjer učestalosti prometnih nesreća približno odgovara polumjeru za “loše područje“ od 220 m. Stoga se može zaključiti da su blaže krivine sigurnije od oštrijih zbog manje vjerojatnosti proklizavanja, kako je potvrđeno i analizom prometnih nesreća.

## 6 MODEL OPERATIVNIH BRZINA

Klasični koncept projektne brzine nije dovoljan za osiguranje konzistencije toka trase i sigurnosti te je primjena operativnih brzina od velikog značenja. Naime, kako je već objašnjeno u poglavlju 3.1.1, u Hrvatskoj do sada nisu vršene analize operativnih brzina pa se umjesto operativne koristi računski brzina. Analizom brzina snimljenih u sklopu istraživanja na dvotračnoj vangradskoj cesti, pokazano je da računski brzine nisu usklađene s operativnim brzinama (poglavlje 5.2). Stoga je prvi korak u postupku provjere konzistencije toka trase izrada statističkih modela za predviđanje operativne brzine na temelju geometrijskih karakteristika trase. U prijašnjim istraživanjima uglavnom se primjenjivao model višestruke linearne regresije za opisivanje operativnih brzina u krivinama i na pravcima. S obzirom da je više parametara koji utječu na vozačev izbor brzine, u ovome radu upotrijebljena je višestruka linearna regresija. U nastavku su opisana osnovna obilježja višestruke linearne regresije te su prikazani razvijeni modeli za predviđanje operativnih brzina za pravce i horizontalne krivine, na temelju kontinuirano snimljenih podataka.

## 6.1 Višestruka linearna regresija

Regresijska analiza bavi se ispitivanjem ovisnosti jedne slučajne varijable o jednoj ili više nezavisnih varijabli. Na temelju niza mjerenja određuje se analitički izraz koji u određenom smislu najbolje opisuje ovisnost zavisne varijable o nezavisnim varijablama, a sastoji se od determinističke (funkcionalne) komponente i slučajne pogreške. Opći model višestruke linearne regresije glasi [134]:

$$Y = a + b_1 \cdot X_1 + b_2 \cdot X_2 + \dots + b_k \cdot X_k + e \quad (6.1)$$

gdje je  $Y$  zavisna varijabla,  $X_1, X_2, \dots, X_k$  nezavisne varijable,  $a, b_1, b_2, \dots, b_k$  nepoznati parametri koji se određuju metodom najmanjih kvadrata, a  $e$  je slučajna pogreška ili rezidual, tj. onaj dio varijabilnosti koji nije moguće objasniti modelom.

Prvi korak u analizi višestruke linearne regresije jest utvrđivanje oblika modela te svojstava varijabli i parametara. Za određivanje nepoznatih parametara najčešće se primjenjuje metoda najmanjih kvadrata čiji je smisao da zbroj kvadrata slučajnih pogrešaka bude minimalan. Nakon što se odredi regresijski model, potrebno je ispitati kakvoću i upotrebljivost dobivenih rezultata. Računaju se elementi analize varijance, testiraju se hipoteze o parametrima u regresijskom modelu te se provjerava da li su ispunjene polazne pretpostavke o modelu. Najčešće korišteni pokazatelji reprezentativnosti modela, koji su analizirani i u ovome radu, su koeficijent determinacije  $R^2$  i korigirani koeficijent determinacije  $\bar{R}^2$ . Nedostatak koeficijenta determinacije jest što nije nepristran. Naime, koeficijent determinacije je to veći što je veći broj nezavisnih varijabli regresijskog modela, bez obzira jesu li one značajne za objašnjavanje varijacije zavisne varijable ili nisu. Stoga se, pri relativno malom broju podataka, definira tzv. korigirani koeficijent determinacije koji ovisi o broju stupnjeva slobode (broju nezavisnih varijabli u modelu te broju podataka). Korigirani koeficijent determinacije je ili jednak koeficijentu determinacije, ili je manji od njega.

Nakon što se odredi regresijski model, uobičajeno je da se u daljnjoj analizi modela računaju intervalne procjene parametara i testiraju hipoteze o značajnosti odabranih nezavisnih varijabli. Postupci testiranja hipoteza o značajnosti nezavisnih varijabli u višestrukoj linearnoj regresiji mogu se svrstati u dvije grupe: test o značajnosti jedne nezavisne varijable modela (Studentov  $t$ -test) i test o značajnosti svih nezavisnih varijabli modela (Fisherov  $F$ -test).

Kod pojedinačnog testa se nultom hipotezom pretpostavlja da parametar kojeg testiramo nije statistički značajan (jednak 0), dok se alternativnom hipotezom pretpostavlja da je značajan (različit od 0). Testiranje se vrši  $t$ -testom uspoređujući empirijske i tablične vrijednosti uz

određenu razinu značajnosti. Osim pojedinačnih  $t$ -testova, određuju se i intervalne procjene parcijalnih regresijskih parametara uz razinu pouzdanosti od 95%. Naime, širina intervala jedan je od pokazatelja reprezentativnosti regresijskog modela, odnosno pokazuje nam koliko je precizna točkasta procjena pojedinog parametra. Drugim riječima, široki intervali povjerenja ukazuju na slabost dobivenog modela.

Nultom hipotezom skupnog testa se pretpostavlja da niti jedna nezavisna varijabla nema utjecaja na varijabilnost zavisne varijable, dok alternativna hipoteza glasi da je barem jedna nezavisna varijabla značajna u modelu. Stoga se u skupnom testu formiraju dva regresijska modela: “cjeloviti“ model (sudjeluju sve nezavisne varijable) i “reducirani“ model (ne sudjeluje nijedna nezavisna varijabla). Osnovna zamisao  $F$ -testa je da, ukoliko “reducirani“ model objašnjava mnogo manje varijacije zavisne varijable nego “cjeloviti“ model, tada su nezavisne varijable značajne. Odluka o odbacivanju nulte hipoteze donosi se uz zadanu (teorijsku) razinu značajnosti (najčešće 0.05, odnosno 5%). Pri tome je bitno razlikovati teorijske od empirijskih razina značajnosti. Naime, teorijska razina značajnosti (najčešće se naziva samo razina značajnosti) jest odabrana vjerojatnost odbacivanja istinite nulte hipoteze, dok empirijska ili opažena razina značajnosti ( $p$ -vrijednost) predstavlja vjerojatnost odbacivanja istinite nulte hipoteze izračunate pomoću podataka iz uzorka [134]. Rezultati  $F$ -testa mogu se interpretirati i u smislu razine pouzdanosti, tj. razina pouzdanosti od 95% odgovara razini značajnosti od 5%. Velike vrijednosti  $F$ -omjera i male empirijske ili opažene razine značajnosti ( $p$ -vrijednost) ukazuju na to da se analiziranim nezavisnim varijablama može objasniti veliki dio varijabilnosti zavisne varijable. Rezultati  $F$ -testa obično se prikazuju u tablici analize varijance (ANOVA), koja predstavlja uobičajeni način izlaganja rasipanja podataka u statističkim analizama.

Reprezentativnost dobivenog regresijskog modela potrebno je dokazati i testiranjem polaznih pretpostavki. Osnovne pretpostavke modela linearne regresijske analize su sljedeće [134]: (1) slučajne pogreške su nezavisne, međusobno nekorelirane varijable koje se “ravnaju“ po normalnoj razdiobi  $N(0, \sigma^2)$ , odnosno s očekivanjima 0 i konstantnom varijancom, (2) varijance izmjerenih vrijednosti oko regresijskog pravca ne mijenjaju se s porastom nezavisnih varijabli (tzv. svojstvo homoskedastičnosti) i (3) nezavisne varijable su međusobno nekorelirane [134].

Testiranje pretpostavke (1) najlakše je provesti grafički, pomoću papira vjerojatnosti normalne razdiobe (engl. *normal probability plot*) ili histograma frekvencija standardiziranih reziduala. Na papiru vjerojatnosti normalne razdiobe uspoređuju se vrijednosti opaženih i očekivanih vjerojatnosti standardiziranih reziduala. Ukoliko se radi o normalnoj razdiobi, opažene vjerojatnosti gotovo ne odstupaju od očekivanih vjerojatnosti kada bi rezidualna odstupanja bila

normalno distribuirana (dijagonalna linija). Histogram frekvencija standardiziranih reziduala uspoređuje se s grafom normalne razdiobe  $N(0, 1)$ . Pretpostavka o nekoreliranosti slučajnih pogrešaka može se provjeriti grafički, odnosno iz dijagrama rasipanja rezidualnih odstupanja.

Pretpostavka (2) se također ispituje grafički, analizirajući rezidualna odstupanja u odnosu na prognoziranu vrijednost (nezavisnu varijablu). Svojtvo homoskedastičnosti je zadovoljeno kada se graf sastoji od slučajnog niza točaka, neravnomjerno raspoređenih oko nule. Ukoliko točke grafa ukazuju na bilo koji oblik krivulje, tada je velika vjerojatnost da je narušeno svojstvo homoskedastičnosti. Zadovoljena pretpostavka o homoskedastičnosti varijance znači da su intervali povjerenja koeficijenata regresije isti za sve vrijednosti zavisne varijable.

Ukoliko nije zadovoljena pretpostavka (3), radi se o problemu multikolinearnosti regresijskog modela. Naime, ukoliko su barem dvije regresijske varijable linearno zavisne ili približno linearno zavisne, tada je prisutan problem multikolinearnosti. U slučaju koreliranosti dvije ili više nezavisnih varijabli, teško je procijeniti pojedinačni utjecaj svake nezavisne varijable jer djelomično objašnjavaju isti dio varijabilnosti nezavisne varijable. Stoga je jedan od pokazatelja multikolinearnosti visok koeficijent determinacije, a niske vrijednosti pojedinačnih testova. Drugim riječima, kada je  $R^2$  visok, skupnim testom će se odbaciti hipoteza da su svi parametri u modelu jednaki 0, dok pojedini  $t$ -testovi pokazuju suprotno. Multikolinearnost se može provjeriti i pomoću faktora inflacije varijance ( $VIF$ ) ili ekvivalentne veličine koja se naziva toleranca ( $TOL$ ). Kod multikolinearnosti je moguće jednu ili više nezavisnih varijabli prikazati kao linearnu kombinaciju ostalih nezavisnih varijabli u modelu, kako bi se ustanovilo postoji li linearna funkcijska veza među nezavisnim varijablama, što se ocjenjuje pomoću tzv. pomoćne regresije (ocjenjuje se regresija za svaku nezavisnu varijablu  $X_i$  i računa pripadni  $R_i^2$ ). Upravo se omjer  $1/(1 - R_i^2)$  naziva faktor inflacije varijacije ( $VIF$ ), dok je toleranca jednaka recipročnoj vrijednosti od  $VIF$ . Pri tome se smatra da je multikolinearnost prisutna ukoliko je  $VIF > 5$ , odnosno  $TOL < 0.2$  [134]. Kod analize multikolinearnosti regresijskog modela značajna je i korelacijska matrica koja sadrži koeficijente korelacije parova nezavisnih varijabli, odnosno brojčane informacije o smjeru i jakosti linearne veze para nezavisnih varijabli.

## 6.2 Model operativnih brzina na pravcima

Postojeći modeli operativnih brzina na pravcima izrađeni su pomoću višestruke linearne regresije, a najčešće nezavisne varijable su duljina pravca, polumjeri okolnih krivina, skretni kutovi okolnih krivina, operativna brzina prethodne krivine i uzdužni nagib (Tablica 3.10). U

ovome radu je metodom višestruke stupanjske regresijske analize izrađen model operativnih brzina za pravce. Za nezavisne varijable odabrane su: duljina pravca  $L_p$  (m), polumjer prethodne krivine i krivine iza pravca  $R_1$  i  $R_2$  (m), skretni kut prethodne krivine i krivine iza pravca  $\alpha_1$  i  $\alpha_2$  (°), duljina prethodne krivine i krivine iza pravca  $L_{k1}$  i  $L_{k2}$  (°), duljina prethodne prijelaznice i prijelaznice iza pravca  $L_{pr1}$  i  $L_{pr2}$  (m) te uzdužni nagib  $s$  (%). Za izradu modela su upotrijebljene najveće brzine zabilježene na pravcima. Pri tome su za izradu modela korišteni podaci snimljeni na dionici duljine 18 km (64 pravca raspona duljina od 10 do 683 m), a validacija modela je izvršena na podacima s dionice duge 2 km (9 pravaca raspona duljina od 20 do 210 m). Nastojalo se što veći uzorak podataka iskoristiti za razvoj modela, te (koliko je to bilo moguće) omogućiti relativno sličan raspon duljina pravaca za model i validaciju. Naime, iako je raspon duljina pravaca korištenih za razvoj modela širi od raspona duljina pravaca za validaciju, ipak se većina pravaca primijenjenih za model podudara s rasponom duljina pravaca za validaciju (92%). Primjenom višestruke stupanjske regresije dobiven je konačni model koji se sastoji od tri nezavisne varijable: prirodni logaritam duljine pravca ( $\ln L_p$ ), prirodni logaritam prethodne krivine ( $\ln R_1$ ) i prirodni logaritam krivine iza pravca ( $\ln R_2$ ). Za nezavisne varijable su odabrane logaritamske vrijednosti jer bolje opisuju zavisnost operativne brzine na pravcu i duljine pravca odnosno polumjera okolnih krivina, nego što to čini linearna funkcija. Iz zabilježenih podataka uočeno je da su vrijednosti operativnih brzina kod kraćih pravaca odnosno oštrijih okolnih krivina, dosta niže nego kod dužih pravaca i blažih okolnih krivina. Na temelju toga je zaključeno kako bi logaritamska funkcija bolje opisivala promatrani odnos. Ostale analizirane varijable su izbačene iz modela jer nisu pokazale statistički značajan utjecaj na koeficijent determinacije. Analizirano je nekoliko modela s različitim kombinacijama nezavisnih varijabli, a najboljim se pokazao sljedeći [128]:

$$\hat{V}_{85,p} = 13 + 6.92 \cdot \ln R_1 + 3.69 \cdot \ln R_2 + 2.97 \cdot \ln L_p \quad (6.2)$$

**Tablica 6.1** Procjene pokazatelja reprezentativnosti modela operativnih brzina za pravce

**Model – sažeti prikaz<sup>b</sup>**

Model	$R$	$R^2$	$\bar{R}^2$	Standardna pogreška procjene
1	0.924 <sup>a</sup>	0.854	0.846	3.483
<sup>a</sup> Nezavisne varijable: (konstanta), $\ln R_1$ , $\ln L_p$ , $\ln R_2$				
<sup>b</sup> Zavisna varijabla: $V_{85,p}$				

U tablici 6.1 prikazane su vrijednosti procjena pokazatelja reprezentativnosti modela: koeficijent korelacije ( $R$ ), koeficijent determinacije ( $R^2$ ), korigirani koeficijent determinacije ( $\bar{R}^2$ ) i

standardna pogreška procjene. Razvijeni model ima vrlo visoke vrijednosti koeficijenta determinacije ( $R^2 = 0.85$ ) kao i korigiranog koeficijenta determinacije ( $\bar{R}^2 = 0.85$ ), uz prosječno odstupanje opaženih od očekivanih vrijednosti operativnih brzina na pravcima od 3.48 km/h (standardna pogreška procjene). Sve to upućuje na pouzdan i dobar model za predviđanje operativnih brzina na pravcima. Međutim, da bi rezultati višestruke regresijske analize bili značajni, potrebno je detaljno ispitati kvalitetu i reprezentativnost dobivenog modela. Stoga je idući korak regresijske analize testiranje hipoteza o modelu. Rezultati skupnog testa ( $F$ -test), koji su prikazani u tablici ANOVA (Tablica 6.2), pokazuju da je razvijeni model statistički značajan, uz pouzdanost od 95%. Velika izračunata vrijednost  $F$ -omjera (116.558), koja znatno premašuje kritičnu vrijednost iz tablice  $F$ -distribucije pri zadanoj razini značajnosti od 5% ( $F_{0.05[60,3]} = 8.57$ ), uz malu vrijednost empirijske razine značajnosti ( $p < 0.0001$ ), ukazuju na to da je dobiveni model statistički značajan. Drugim riječima, s odabranim nezavisnim varijablama može se objasniti značajan dio varijabilnosti nezavisne varijable. Operativnu brzinu na pravcu vozači uglavnom biraju na temelju polumjera okolnih krivina i duljine samog pravca, čiji sveukupni utjecaj iznosi 85% ( $R^2 = 85$ ), dok samo 15% varijabilnosti operativne brzine nije bilo moguće objasniti analiziranim nezavisnim varijablama. U taj neobjašnjeni dio varijabilnosti spadaju čimbenici koje je teško identificirati, kao npr. stil vožnje pojedinog vozača (ovisi o samom karakteru vozača, odmorenosti, svrsi putovanja i sl.).

**Tablica 6.2** Tablica analize varijance (ANOVA) modela operativnih brzina za pravce

ANOVA <sup>b</sup>						
Model		Broj stupnjeva slobode	Zbroj kvadrata odstupanja	Srednje kvadratno odstupanje	Empirijski $F$ -omjer	$p$ -vrijednost
1	Regresijska funkcija (model)	3	4 241.608	1 413.869	116.558	0.000 <sup>a</sup>
	Rezidualno odstupanje	60	727.810	12.130		
	Ukupno odstupanje	63	4 969.418			
<sup>a</sup> Nezavisne varijable: (konstanta), $\ln R_1$ , $\ln L_p$ , $\ln R_2$ <sup>b</sup> Zavisna varijabla: $V_{85,p}$						

U tablici 6.3 prikazane su vrijednosti ocijenjenih parametara modela, njihove standardne pogreške, empirijski  $t$ -omjeri te  $p$ -vrijednosti, kao i mjere za ispitivanje multikolinearnosti nezavisnih varijabli ( $VIF$  i  $TOL$ ).

Rezultati provedenih  $t$ -testova pokazuju da su svi koeficijenti u izrazu (6.2) statistički značajni uz pouzdanost od 95%. Pri tome operativna brzina na pravcu najviše ovisi o polumjeru prethodne krivine, zatim o duljini pravca, a najmanje ovisi o polumjeru krivine koja slijedi iza pravca. Takav rezultat regresijske analize mogao se i očekivati, s obzirom da su za izradu modela

korištene brzine snimljene na relativno kraćim pravcima. Naime, čak 88% pravaca primijenjenih za izradu modela duljine je manje od 200 m pa ih se, u skladu s definicijom Misaghi-a i Hassan-a [66], može smatrati zavisnim pravcima. I predznaci dobivenih koeficijenata su logični, odnosno operativna brzina na pravcu je veća što su raskošniji geometrijski elementi (veći polumjeri okolnih krivina i dulji pravac).

**Tablica 6.3** Regresijski koeficijenti modela operativnih brzina za pravce

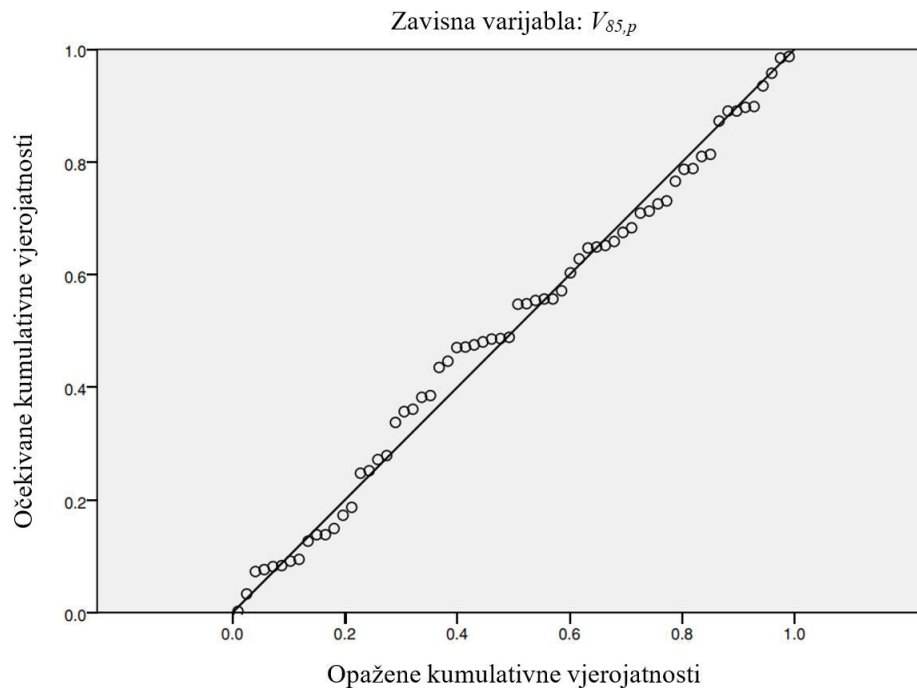
<b>Koeficijenti<sup>a</sup></b>									
Model	Nestandardizirani koeficijenti		Standardizirani koeficijenti	<i>t</i> -omjer	<i>p</i> -vrijednost	95% interval povjerenja za <i>B</i>		Kolinearnost	
	<i>B</i>	Standardna pogreška	<i>Beta</i>			Donja granica	Gornja granica	<i>TOL</i>	<i>VIF</i>
(Konstanta)	13.002	4.306		3.020	0.004	4.389	21.615		
$\ln R_l$	6.920	0.775	0.527	8.926	0.000	5.370	8.471	0.700	1.428
$\ln L_p$	2.966	0.511	0.343	5.805	0.000	1.944	3.988	0.699	1.430
$\ln R_2$	3.685	0.738	0.280	4.993	0.000	2.209	5.162	0.777	1.287
<sup>a</sup> Zavisna varijabla: $V_{85,p}$									

U svrhu utvrđivanja relativnog utjecaja pojedinih nezavisnih varijabli na promatranu zavisnu varijablu, izračunati su i standardizirani regresijski parametri (*Beta* koeficijenti iz tablice 6.3). Standardizirani koeficijent za određenu nezavisnu varijablu, koji se mjeri u jedinicama standardne devijacije, pokazuje za koliko će se standardnih devijacija promijeniti zavisna varijabla ako se nezavisna varijabla promjeni za jednu standardnu devijaciju. Veća vrijednost *Beta* koeficijenta znači snažniji utjecaj nezavisne varijable na zavisnu. Pa se tako može uočiti da polumjer prethodne krivina (*Beta* od  $\ln R_l$  iznosi 0.527) ima gotovo dvostruko veći relativni utjecaj na operativnu brzinu na pravcu nego polumjer krivine iza pravca (*Beta* od  $\ln R_2$  iznosi 0.280). U tablici 6.3 prikazane su i granične vrijednosti regresijskih koeficijenata za intervalne procjene uz razinu pouzdanosti od 95%. Na primjer, za koeficijent uz varijablu  $\ln R_l$ , dobivena procjena može se protumačiti na način da se (uz pouzdanost procjene od 95%) očekuje da će se operativna brzina na pravcu povećati za vrijednost u intervalu od  $5.37 \cdot \ln R_l$  do  $8.47 \cdot \ln R_l$  km/h, uz pretpostavku da su ostale nezavisne varijable konstantne.

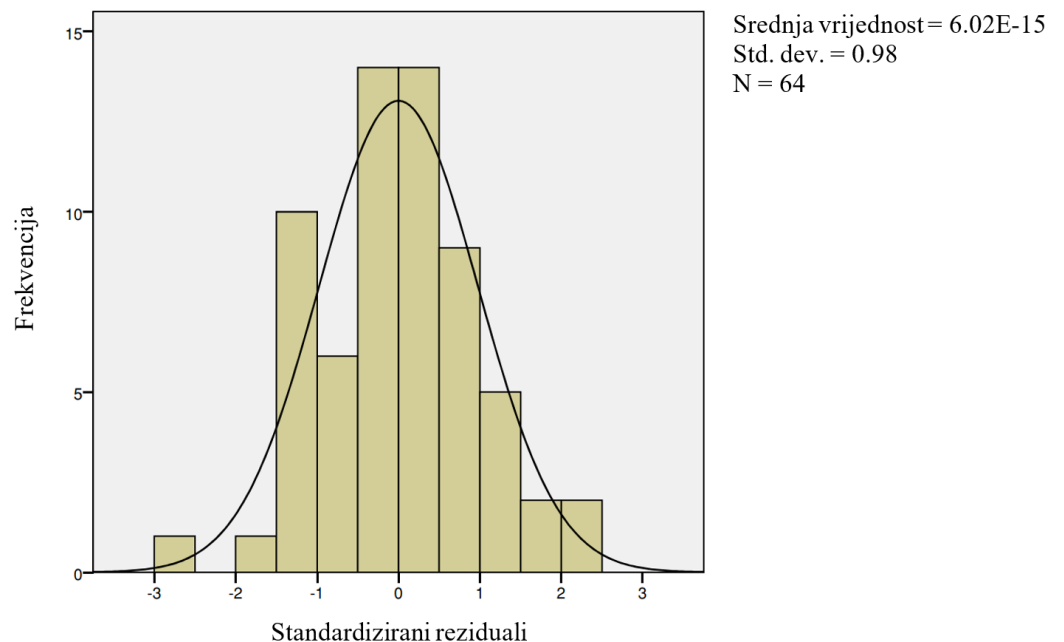
Reprezentativnost dobivenog modela potrebno je dokazati i testiranjem polaznih pretpostavki. Pretpostavka (1), da su slučajne pogreške raspodijeljene po normalnoj razdiobi, dokazana je papirom vjerojatnosti normalne razdiobe (Slika 6.1) i histogramom frekvencija standardiziranih reziduala (Slika 6.2). Na papiru vjerojatnosti normalne razdiobe može se uočiti da



vrijednosti pogrešaka malo odstupaju od očekivanih za normalnu razdiobu, ali ipak, razdioba pogrešaka ne odstupa značajnije od normalnosti. I histogram frekvencija standardiziranih reziduala upućuje na normalnu razdiobu slučajnih pogrešaka.



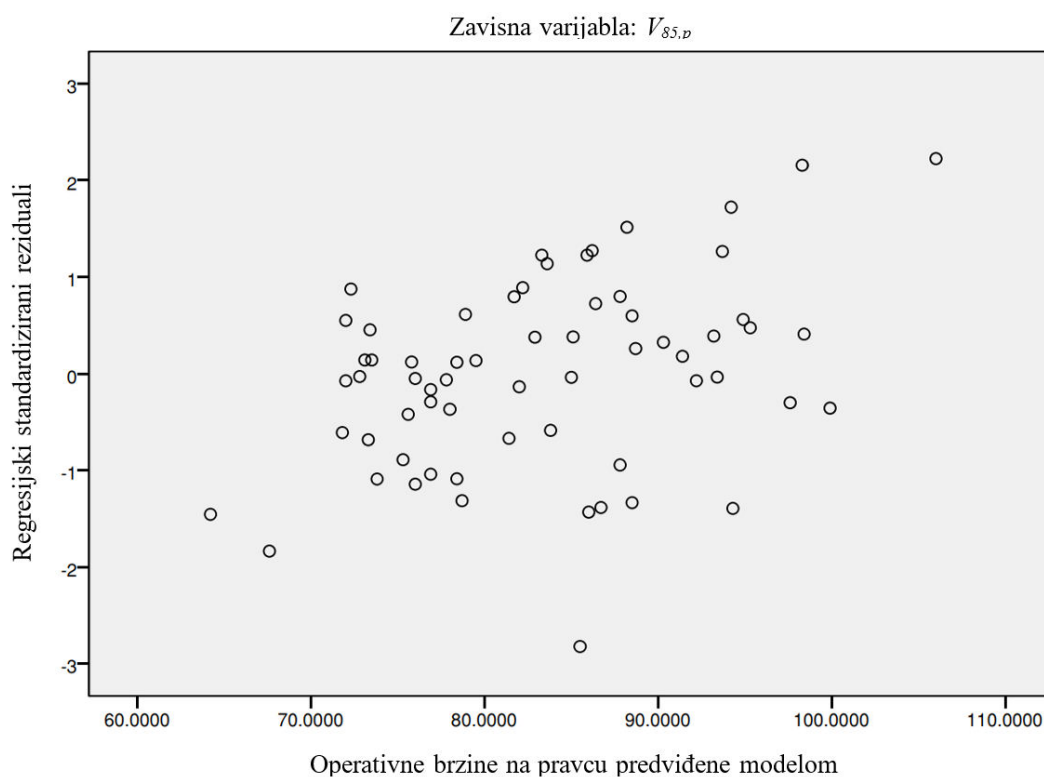
**Slika 6.1** Papir vjerojatnosti normalne razdiobe (model operativnih brzina za pravce)



**Slika 6.2** Histogram frekvencija standardiziranih reziduala (model operativnih brzina za pravce)

Pretpostavka o homoskedastičnosti varijance pogrešaka testirana je grafom na slici 6.3. Naime, može se uočiti da su standardizirani reziduali slučajno i nejednoliko raspšeni oko nule, iz

čega se može zaključiti da varijance pogrešaka ne rastu s povećavanjem vrijednosti zavisne varijable. Budući da je zadovoljena pretpostavka o homoskedastičnosti varijance pogrešaka, intervali povjerenja regresijskih koeficijenata isti su za sve vrijednosti zavisne varijable.



**Slika 6.3** Odnos prognoziranih vrijednosti i standardiziranih reziduala (model operativnih brzina za pravce)

Međusobna koreliranost nezavisnih varijabli je provjerena faktorima inflacije varijance ( $VIF$ ) i tolerancama ( $TOL$ ) prikazanim u tablici 6.3, kao i koeficijentima korelacije prikazanim u korelacijskoj matrici (Tablica 6.4). Svi faktori inflacije varijance manji su od 5, a tolerance veće od 0.2, što ukazuje na nepostojanje problema multikolinearnosti. I koeficijenti korelacije pokazuju da ne postoji značajna korelacija između nezavisnih varijabli.

**Tablica 6.4** Koeficijenti korelacije i kovarijance modela operativnih brzina za pravce

**Koeficijenti korelacije<sup>a</sup>**

Model		$\ln L_p$	$\ln R_2$	$\ln R_1$
1	Korelacije	$\ln L_p$	1.000	-0.260
		$\ln R_2$	-0.260	1.000
		$\ln R_1$	-0.400	-0.257
1	Kovarijance	$\ln L_p$	0.261	-0.098
		$\ln R_2$	-0.098	0.545
		$\ln R_1$	-0.158	-0.147

<sup>a</sup> Zavisna varijabla:  $V_{85,p}$

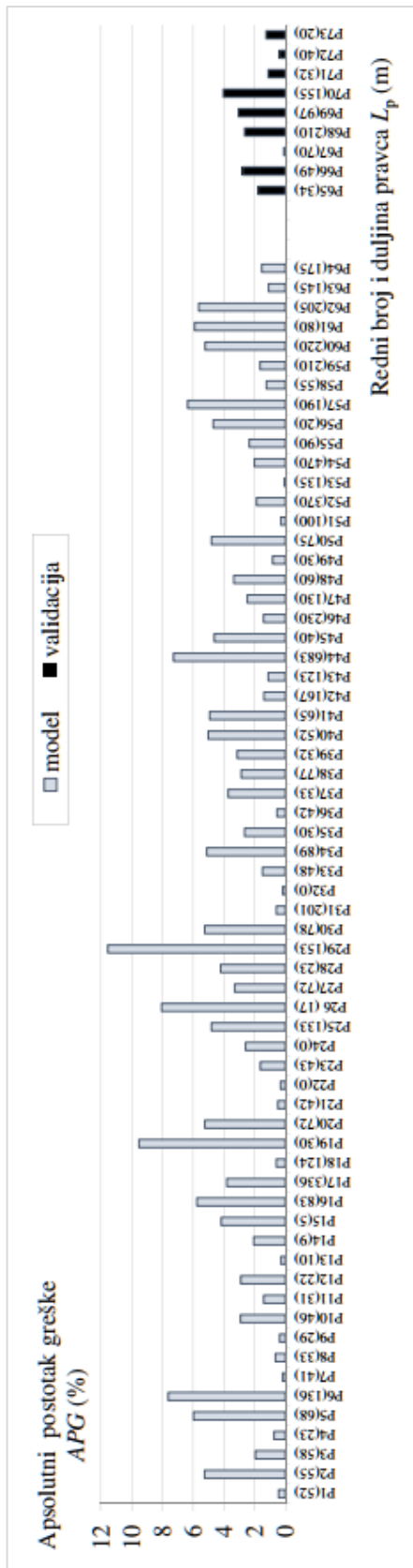
Reprezentativnost modela analizirana je i pomoću prosječnog apsolutnog postotka greške (*PAPG*) (engl. *mean absolute percentage error - MAPE*) koja se računa prema sljedećem izrazu:

$$PAPG = \sum_i \left| \frac{\hat{V}_{85}^i - V_{85}^i}{V_{85}^i} \right| \cdot 100\% \quad (6.3)$$

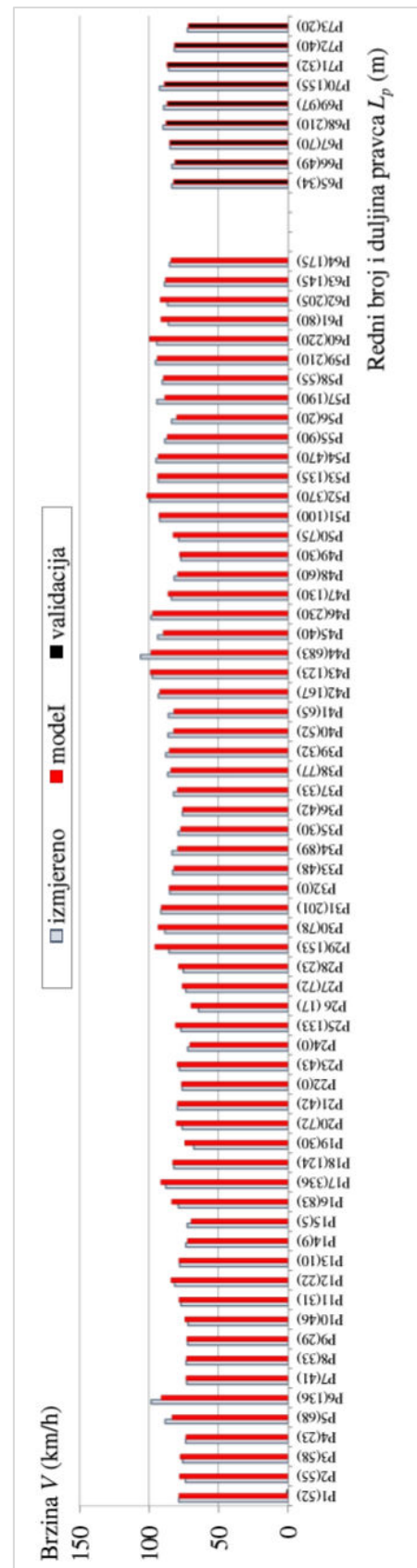
gdje je  $\hat{V}_{85}$  (km/h) operativna brzina predviđena modelom, a  $V_{85}$  (km/h) operativna brzina mjerena na terenu.

Sveukupni prosječni apsolutni postotak greške (*PAPG*) za dionicu duljine 18 km iznosi 3.1%, a najveći pojedinačni apsolutni postotak greške (*APG*) je 11.5% [128]. Za validaciju modela upotrijebljeni su podaci s dionice duge 2 km, koja nije korištena pri izradi modela. Za set podataka korišten za validaciju modela *PAPG* iznosi 1.9%, dok je najveći pojedinačni *APG* 4.1%. Vrijednosti pojedinačnih apsolutnih postotaka greške (*APG*) prikazane su na slici 6.4. Vrijednosti *APG* i *PAPG* za podatke upotrijebljene za validaciju modela čak su i manje od onih s kojima je model razvijen na temelju čega se može zaključiti da razvijeni model dobro predviđa operativne brzine na pravcima vangradski dvotračnih cesta. Preciznost i pouzdanost modela može se prikazati i usporedbom operativnih brzina na pravcima izračunatih na temelju snimljenih podataka i brzina predviđenih razvijenim modelom (izraz 6.2), kao što je prikazano na slici 6.5. Može se uočiti da brzine predviđene modelom ne odstupaju značajno od izmjerenih vrijednosti.

Osim modela za predviđanje operativnih brzina na pravcima koji je razvijen na temelju najvećih brzina zabilježenih na pravcima, analiziran je i model zasnovan na brzinama snimljenim na sredinama pravca. Drugi set podataka (brzine sa sredina pravaca) rezultirao je nešto drugačijim nezavisnim varijablama, ali s istim vrijednostima  $R^2$  i *PAPG* kao i prethodno opisani model (izraz 6.2). U usporedbi s prijašnjim modelima za predviđanje operativnih brzina na pravcima vangradskih dvotračnih cesta, koji se uglavnom temelje na točkasto snimljenim podacima, modeli razvijeni u sklopu ovoga istraživanja imaju veće vrijednosti koeficijenta determinacije. Stoga se može zaključiti da reprezentativnost modela više ovisi o načinu snimanja podataka, nego o položaju mjerenja po duljini pravca [128]. Iako broj vozača koji su sudjelovali u ovome istraživanju nije dovoljan da bi se dobio statistički model za širu primjenu, svakako je pokazano da se na temelju kontinuirano snimljenih podataka može izraditi pouzdan model za predviđanje operativnih brzina na pravcima različitih duljina, te je detaljno razrađen postupak izrade istoga.



**Slika 6.4** Apsolutni postotak greške za podatke s kojima je razvijen model i podatke za validaciju (model za pravce)



**Slika 6.5** Brzine na pravcima (izmjerene i modelirane) za podatke s kojima je razvijen model i podatke za validaciju

### 6.3 Model operativnih brzina u horizontalnim krivinama

Pregledom postojećih modela za predviđanje operativnih brzina u horizontalnim krivinama može se uočiti da je velika većina modela izrađena pomoću višestruke linearne regresijske analize. Svi postojeći modeli pokazali su veliku korelaciju operativne brzine u krivini i polumjera krivine, odnosno svim modelima zajednička je nezavisna varijabla polumjer krivine. Uz polumjer krivine, značajan je i utjecaj pristupne brzine, odnosno brzine kojom vozilo pristupa krivini.

Budući da je više čimbenika koji imaju utjecaj na operativnu brzinu u krivini, primjenjuje se višedimenzionalna linearna regresija. Na temelju kontinuirano snimljenih brzina na dionici vangradske dvotračne ceste, pomoću višestruke stupanjske regresije izrađen je model za predviđanje operativnih brzina u horizontalnim krivinama. Model je razvijen na temelju podataka snimljenih na dionici dugoj 18 km, koja se sastoji od 64 horizontalne krivine ( $80 \text{ m} < R < 1010 \text{ m}$ ). Validacija modela izvršena je pomoću podataka sa segmenta ceste dugog 2 km, sadržanog od 9 krivina ( $95 \text{ m} < R < 420 \text{ m}$ ). Za nezavisne varijable odabrane su: polumjer krivine  $R$  (m), skretni kut  $\alpha$  ( $^\circ$ ), uzdužni nagib  $s$  (%), poprečni nagib  $q$  (%), duljina kružne krivine  $L_k$  (m), pristupna brzina  $V_{p1}$  (km/h) te brzina na sljedećem elementu  $V_{p2}$  (km/h). Višestruka stupanjska regresijska analiza pokazala je da najveći utjecaj na operativnu brzinu u krivini imaju polumjer krivine, izmjerena operativna brzina na pristupnom elementu (pristupna brzina) i izmjerena operativna brzina na sljedećem elementu. Osim navedenog modela koji se pokazao najbolji u smislu najveće vrijednosti korigiranog koeficijenta determinacije ( $\bar{R}^2 = 0.95$ ), analiziran je i model samo s pristupnom brzinom kao nezavisnom varijablom, čiji je  $\bar{R}^2 = 0.90$ . Naime, budući da je model koji ovisi o izmjerenim vrijednostima operativnih brzina okolnih elemenata nepraktičan za primjenu, za nezavisne varijable su odabrane operativne brzine procijenjene ranije razvijenim modelom (izraz 6.2). Ova naknadna stupanjska regresija s procijenjenim operativnim brzinama okolnih elemenata pokazala je da procijenjena operativna brzina sljedećeg elementa nema statistički značajan utjecaj na operativnu brzinu u krivini. Stoga se konačni regresijski model (izraz 6.4) sastoji od dvije nezavisne varijable: prirodni logaritam polumjera krivine  $R$  i pristupna brzina procijenjena modelom (koji je prikazan izrazom 6.2, ukoliko je prethodni element pravac).

$$\hat{V}_{85,k} = 2.9 + 8.23 \cdot \ln R + 0.364 \cdot \hat{V}_{85,p1} \quad (6.4)$$

**Tablica 6.5** Procjene pokazatelja reprezentativnosti modela operativnih brzina za krivine

**Model – sažeti prikaz<sup>b</sup>**

Model	$R$	$R^2$	$\bar{R}^2$	Standardna pogreška procjene
1	0.926 <sup>a</sup>	0.857	0.852	3.287

<sup>a</sup> Nezavisne varijable: (konstanta),  $\ln R$ ,  $\hat{V}_{85,p1}$   
<sup>b</sup> Zavisna varijabla:  $V_{85,k}$

Prema procjenama pokazatelja reprezentativnosti iz tablice 6.5, radi se o pouzdanom modelu s vrlo visokim vrijednostima koeficijenta determinacije ( $R^2 = 0.86$ ) te korigiranog koeficijenta determinacije ( $\bar{R}^2 = 0.85$ ). Standardna pogreška procjene modela iznosi 3.29 km/h, što ukazuje na relativno malo prosječno odstupanje opaženih od očekivanih vrijednosti operativnih brzina u krivinama. Daljnja analiza kvalitete modela sastoji se od postupka testiranja hipoteza o modelu. Prvo je proveden skupni test, čiji su rezultati prikazani u tablici ANOVA (Tablica 6.6). Velika izračunata vrijednost  $F$ -omjera (183.527) i mala vrijednost empirijske razine značajnosti ( $p < 0.0001$ ), ukazuju na to da se radi o statistički značajnom modelu, uz pouzdanost od 95%.

**Tablica 6.6** Tablica analize varijance (ANOVA) modela operativnih brzina za krivine

**ANOVA<sup>b</sup>**

Model		Broj stupnjeva slobode	Zbroj kvadrata odstupanja	Srednje kvadratno odstupanje	Empirijski $F$ -omjer	$p$ -vrijednost
1	Regresijska funkcija (model)	2	3 955.392	1 977.696	183.527	0.000 <sup>a</sup>
	Rezidualno odstupanje	61	657.340	10.776		
	Ukupno odstupanje	63	4 612.732			

<sup>a</sup> Nezavisne varijable: (konstanta),  $\ln R$ ,  $\hat{V}_{85,p1}$   
<sup>b</sup> Zavisna varijabla:  $V_{85,k}$

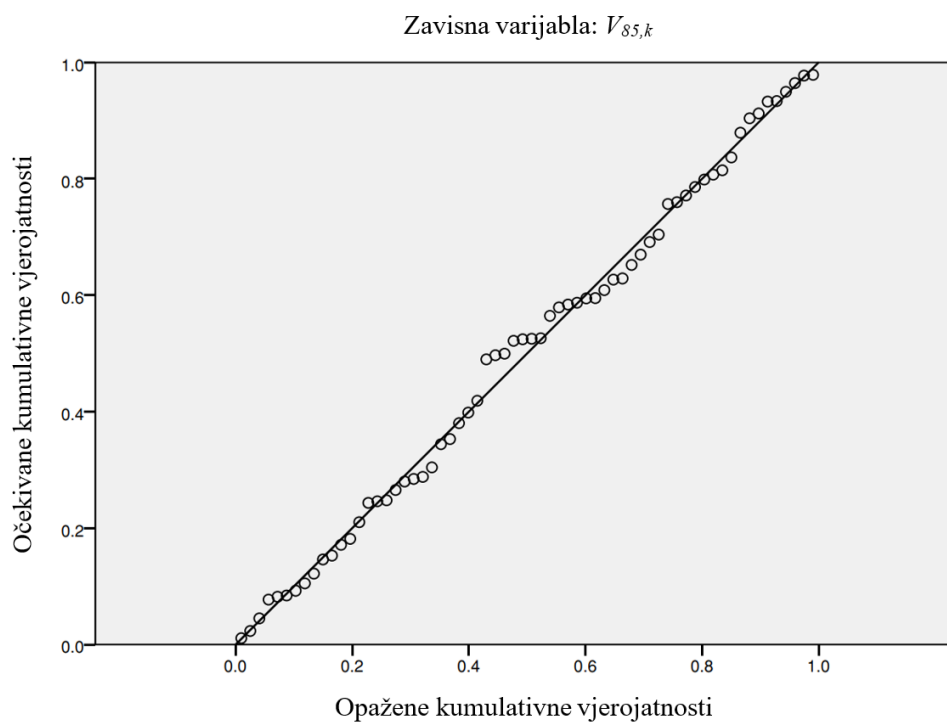
Rezultati pojedinačnih testova (tablica 6.7) pokazuju da su svi koeficijenti modela prikazanog izrazom 6.4 statistički značajni uz pouzdanost od 95%. Drugim riječima, sve odabrane nezavisne varijable dobro objašnjavaju varijabilnost nezavisne varijable. Pri tome je jasno vidljivo da polumjer krivine ima znatno veći utjecaj na vozačev izbor operativne brzine u krivini od pristupne brzine. Naime, vrijednost standardiziranog regresijskog koeficijenta  $Beta$  za  $\ln R$  (0.651) je gotovo dvostruko veća od vrijednosti  $Beta$  za  $\hat{V}_{85,p1}$  (0.349).

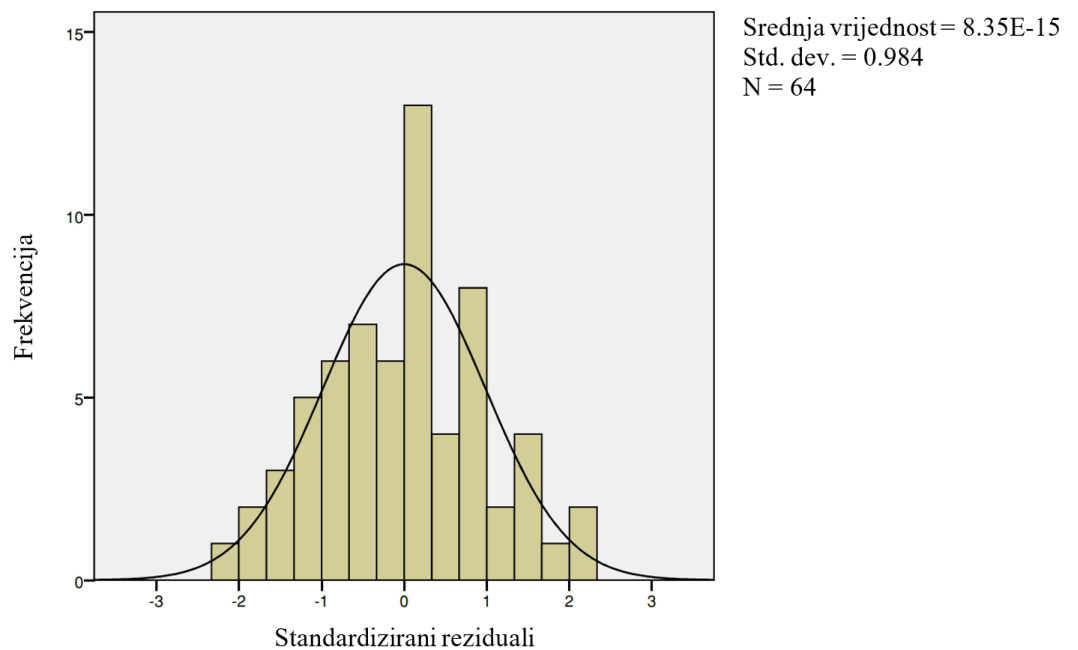
**Tablica 6.7** Regresijski koeficijenti modela operativnih brzina za krivine**Koeficijenti<sup>a</sup>**

Model	Nestandardizirani koeficijenti		Standardizirani koeficijenti	$t$ -omjer	$p$ -vrijednost	95% interval povjerenja za $B$		Kolinearnost	
	$B$	Standardna pogreška	$Beta$			Donja granica	Gornja granica	$TOL$	$VIF$
(Konstanta)	2.933	4.259		0.689	0.494	-5.582	11.449		
$\ln R$	8.230	0.844	0.651	9.754	0.000	6.543	9.917	0.525	1.906
$\hat{V}_{85,p1}$	0.363	0.070	0.349	5.227	0.000	0.224	0.502	0.525	1.906

<sup>a</sup> Zavisna varijabla:  $V_{85,k}$

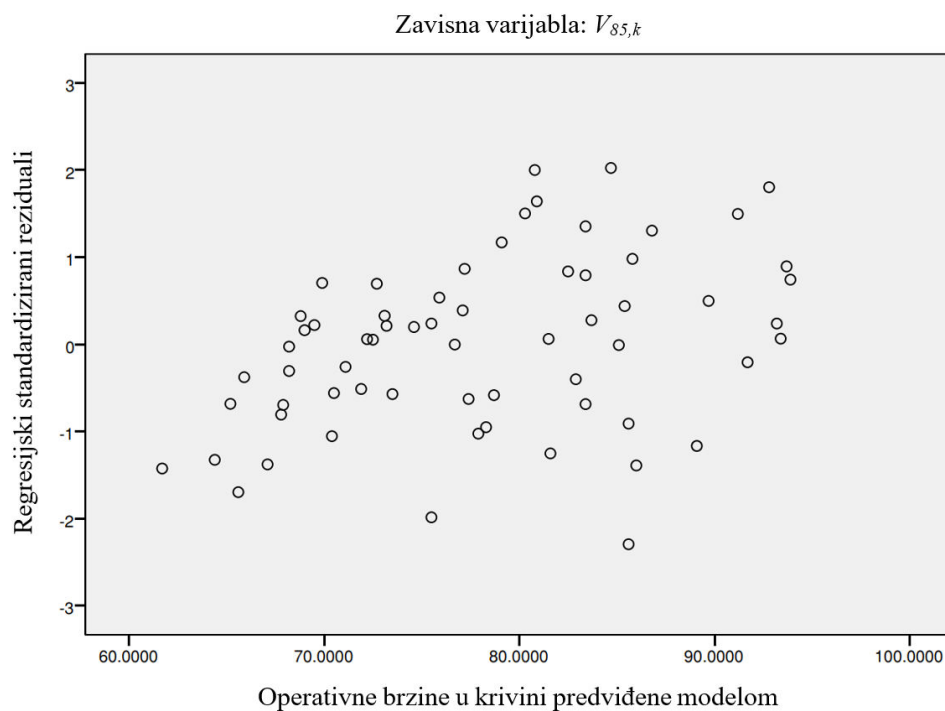
Za potpuno usvajanje statističkog modela, potrebno je provjeriti da li su zadovoljene polazne pretpostavke linearne regresije. Normalni papir vjerojatnosti (Slika 6.6) i histogram frekvencija standardiziranih reziduala (Slika 6.7) pokazuju da su pogreške slučajne s vrlo malim odstupanjem od normalne razdiobe, čime je zadovoljena pretpostavka (1).

**Slika 6.6** Papir vjerojatnosti normalne razdiobe (model operativnih brzina za krivine)



**Slika 6.7** Histogram frekvencija standardiziranih reziduala (model operativnih brzina za krivine)

Pretpostavka o homoskedastičnosti je potvrđena dijagramom sa slike 6.8. Naime, može se uočiti da varijance pogrešaka ne rastu s povećavanjem vrijednosti zavisne varijable, odnosno varijanca se može smatrati konstantnom.



**Slika 6.8** Odnos prognoziranih vrijednosti i standardiziranih reziduala (model operativnih brzina za krivine)

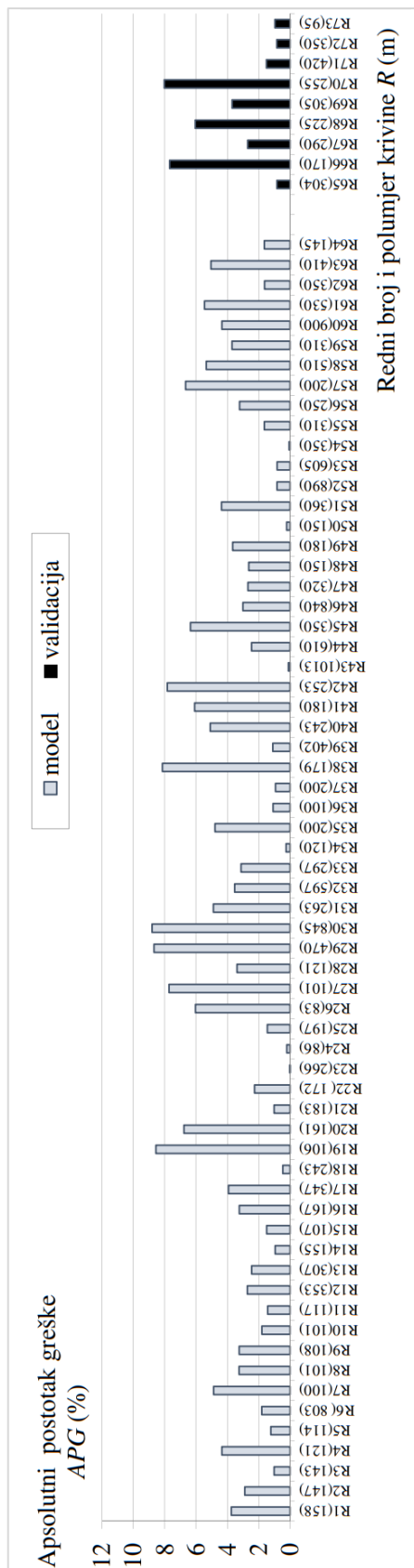


Nepostojanje problema multikolinearnosti potvrđeno je faktorima inflacije varijance (*VIF*) i tolerancama (*TOL*), čije vrijednosti su prikazane u tablici 6.7, kao i koeficijentima korelacije u korelacijskoj matrici (Tablica 6.8).

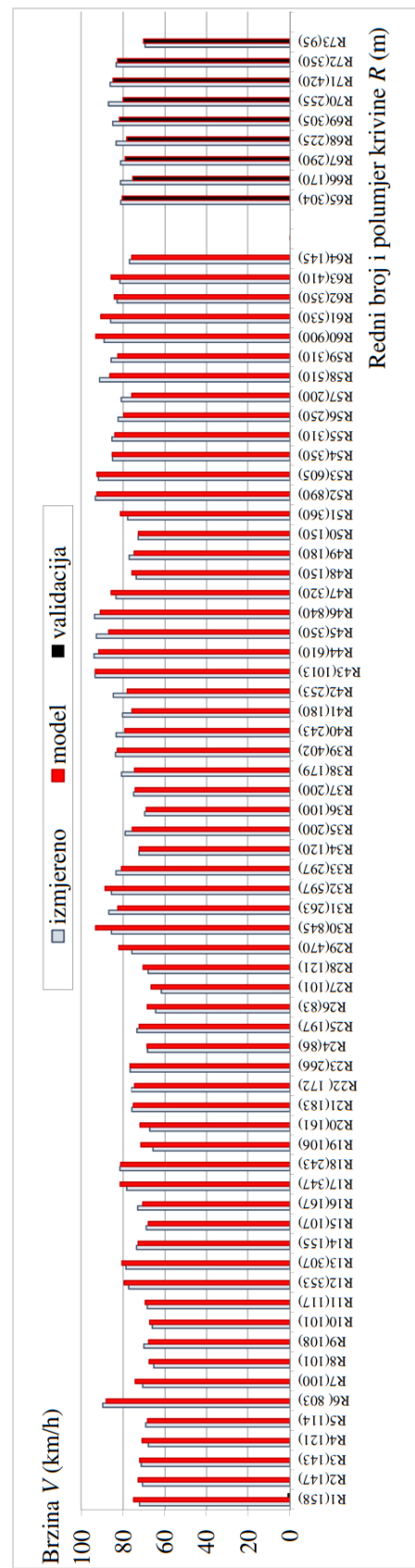
**Tablica 6.8** Koeficijenti korelacije i kovarijance modela operativnih brzina za krivine

Model		Koeficijenti korelacije <sup>a</sup>	
		$\ln R_k$	$\hat{V}_{85,p1}$
1	Korelacije	$\ln R_k$	1.000
		$\hat{V}_{85,p1}$	-0.690
	Kovarijance	$\ln R_k$	0.715
		$\hat{V}_{85,p1}$	-0.041
<sup>a</sup> Zavisna varijabla: $V_{85,k}$			

Osim same analize regresijskog modela, pouzdanost modela za predviđanje operativnih brzina u krivinama ispitana je i pomoću prosječnog apsolutnog postotka greške (*PAPG*), koji se računa prema izrazu (6.3). Sveukupni *PAPG* analizirane dionice duljine 18 km iznosi 3.3%, dok je najveći pojedinačni apsolutni postotak greške (*APG*) 8.7% [128]. Izračunate vrijednosti *APG* su prikazane grafički na slici 6.9. Validacija modela izvršena je na podacima sa segmenta ceste duljine 2 km. Pri tome je sveukupni *PAPG* podataka za validaciju 3.6%, a najveći pojedinačni *APG* iznosi 8%. Osim analize *APG* i *PAPG*, kao jedna od mjera efikasnosti dobivenog modela, grafički su uspoređene operativne brzine u krivinama dobivene na temelju snimljenih podataka i brzine predviđene modelom (izraz 6.4), slika 6.10. Usporedba brzina s terena i modeliranih brzina ukazuje na pouzdanost modela jer odstupanja nisu značajna.



**Slika 6.9** Apsolutni postotak greške za podatke s kojima je razvijen model i podatke za validaciju (model za krivine)



**Slika 6.10** Brzine u krivinama (izmjerene i modelirane) za podatke s kojima je razvijen model i podatke za validaciju

## 7 MODELI ZA ODREĐIVANJE REALNIJIH MARGINA SIGURNOSTI

U poglavlju 5.4 izvršena je preliminarna analiza gdje je, uz primjenu osnovnog modela materijalne točke, prikazan utjecaj operativne brzine i kritičnog polumjera putanje vozila na razinu margine sigurnosti do proklizavanja. Osim operativne brzine i kritičnog polumjera putanje vozila, razina margine sigurnosti ovisi i o uzdužnom nagibu, promjeni brzine u krivini te samoj izvedbi vozila. Budući da navedene utjecaje nije moguće uzeti u obzir pomoću osnovnog modela materijalne točke, za određivanje realnijih margina sigurnosti nužna je primjena složenijeg modela vozila. Na temelju rezultata istraživanja [28], za izračun realnijih margina sigurnosti odabran je bicikl-model za stacionarno stanje gibanje. U nastavku su opisani izrazi za izračun margina sigurnosti te je izvršena analiza osjetljivosti u sklopu koje su razmatrani sljedeći utjecaji:

1. utjecaj izbora modela vozila različite složenosti (osnovni i modificirani model materijalne točke te bicikl-model za stacionarno stanje);
2. utjecaj uzdužnog nagiba i promjene brzine.

Osim analize osjetljivosti, provedena je i usporedba margina sigurnosti temeljem ulaznih podataka s terena i modeliranih podataka.

Budući da se većina današnjih europskih osobnih automobila proizvodi s pogonom na prednjoj osovini, kao mjerodavno odabrano je osobno vozilo tipa sedan E-klase s prednjim pogonom. Odabrano vozilo može se smatrati dovoljno dobrim predstavnikom većine osobnih automobila na europskim prometnicama u svrhu provedbe analiza margina sigurnosti, a njegove karakteristike, koje su dostupne u radu [28], prikazane su u tablici 7.1. Navedene karakteristike vozila označene su na slici 2.31, u sklopu definiranja osnovnih obilježja bicikl-modela, a predstavljaju redom:  $m$  (kg) masu vozila,  $a$  i  $b$  (m) su udaljenosti težišta vozila od prednje odnosno stražnje osovine,  $h$  (m) je visina težišta vozila, dok su  $G_p$  i  $G_s$  (N-m/MPa) vrijednosti tzv. “brake gain“ (koriste se za računanje sila kočenja, izrazi 2.79 i 2.80).

**Tablica 7.1** Karakteristike vozila [28]

Tip vozila	Karakteristike vozila					
	$m$ (kg)	$a$ (m)	$b$ (m)	$h$ (m)	$G_p$ (N-m/MPa)	$G_s$ (N-m/MPa)
Sedan E-klase	1833	1.414	1.634	0.567	800	600

## 7.1 Margine sigurnosti

Lamm-ov kriterij konzistencije u horizontalnim krivinama (kriterij 3) zasniva se na određivanju margine sigurnosti do proklizavanja, kojim se stanje poprečne stabilnosti vozila izražava razlikom između koeficijenta najvećeg dopuštenog i potrebnog poprečnog otpora trenja (izraz 5.8). Budući da se koeficijent najvećeg dopuštenog poprečnog otpora trenja zasniva na projektnoj brzini, a koeficijent potrebnog poprečnog otpora trenja se računa pomoću osnovnog modela materijalne točke, tako definirana margina sigurnosti nije realan pokazatelj konzistencije u krivini. Osnovni doprinos ovoga rada jest izračun margina sigurnosti do proklizavanja uz primjenu složenijeg fizikalnog modela vozila, u kombinaciji s modeliranim operativnim brzinama i proračunatim kritičnim polumjerima putanje vozila.

Margina sigurnosti odgovara razlici između koeficijenta raspoloživog i potrebnog poprečnog otpora trenja [28]:

$$\Delta f_y = f_{y,ras} - f_y \quad (7.1)$$

Koeficijent raspoloživog poprečnog otpora trenja predstavlja gornju granicu trenja na dodiru pneumatika i površine kolnika, raspoloživog za osiguranje kružnog kretanja. Budući da “trošenje“ trenja u uzdužnom smjeru dovodi do smanjenja raspoložive poprečne vrijednosti, na temelju koncepta elipse trenja (jednadžba 2.16) slijedi izraz za koeficijent raspoloživog poprečnog otpora trenja:

$$f_{y,ras} = f_{y,max} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{f_x}{f_{x,max}}\right)^2} \quad (7.2)$$

Za koeficijente najvećeg uzdužnog i poprečnog otpora trenja ( $f_{x,max}$  i  $f_{y,max}$ ) primijenjena je Lamm-ova sveukupna regresijska krivulja (jednadžbe 5.5 i 5.6). Uz primjenu izraza za izračun potrebnog uzdužnog i poprečnog otpora trenja ( $f_x$  i  $f_y$ ), definiranih u poglavlju 2.4, u tablici 7.2 prikazane su margine sigurnosti prema modelima vozila različite složenosti.

**Tablica 7.2** Izrazi za izračun margina sigurnosti prema modelima vozila različite složenosti

Model vozila		Margina sigurnosti	Oznaka izraza
MODEL MATERIJALNE TOČKE		$\Delta f_{y,MT} = n \cdot f_{y,max} - f_y$	(7.3)
MODIFICIRANI MODEL MATERIJALNE TOČKE		$\Delta f_{y,MMT} = f_{y,max} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{f_x}{f_{x,max}}\right)^2} - f_y$	(7.4)
BICIKL-MODEL ZA STACIONARNO STANJE	prednja osovina	$\Delta f_{y,BMp} = f_{y,max} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{f_{x,p}}{f_{x,max}}\right)^2} - f_{y,p}$	(7.5)
	stražnja osovina	$\Delta f_{y,BMs} = f_{y,max} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{f_{x,s}}{f_{x,max}}\right)^2} - f_{y,s}$	(7.6)

Budući da se osnovnim modelom materijalne točke zanemaruje nejednolika raspodjela sila na pojedinim osovinama uslijed utjecaja uzdužnog nagiba, promjene brzine i izvedbe vozila, modelom materijalne točke nije moguće izračunati koliko određena kombinacija promjene brzine i geometrije ceste zahtjeva trenja u uzdužnom smjeru ( $f_x = 0$ ). Samim time nije moguće odrediti koliko ostaje raspoloživog trenja u poprečnom smjeru koje je nužno za osiguranje kružnog gibanja vozila. Stoga je prilikom računanja margine sigurnosti pomoću osnovnog modela materijalne točke potrebno procijeniti kolika rezerva trenja će se osigurati za manevre kretanja koji zahtijevaju “aktiviranje“ uzdužnog otpora trenja, množeći  $f_{y,max}$  sa stupnjem iskorištenosti raspoložive vrijednosti trenja  $n$ . Faktor  $n$  nema fizikalno objašnjenje i definiran je temeljem grube procjene ovisno o vrsti terena te ovisno da li se radi o gradskoj ili izvangradskoj cesti, novogradnji ili postojećoj cesti. Naime, svjestan činjenice da određene situacije zahtijevaju više trenja u uzdužnom smjeru, Lamm i dr. [56] predlažu primjenu manjih vrijednosti faktora  $n$  u brdskim i

planinskim područjima ( $n = 40\%$ ). Prilikom provjere konzistencije u krivinama postojećih cesta, iz ekonomskih razloga preporuča se primjena većih vrijednosti faktora  $n$  ( $n = 60\%$ ) te manjih vrijednosti kod novogradnji ( $n = 45\%$  za ravničarski teren / novogradnja). Koliko raspoloživog trenja u uzdužnom smjeru određeni faktor  $n$  osigurava, prikazano je u tablici 7.3.

**Tablica 7.3** Vrijednosti rezerve uzdužnog otpora trenja za različite iznose faktora  $n$

$n$ (%)	Rezerva uzdužnog otpora trenja ( $f_x / f_{x,max}$ )·100
40	92%
45	89%
50	87%
60	80%

Znatno realnija procjena razine poprečne stabilnosti vozila u krivini može se ostvariti uz primjenu složenijih modela vozila. Već modificirani model materijalne točke, kojim se uzima u obzir utjecaj uzdužnog nagiba i promjene brzine, daje znatno realnije vrijednosti margina sigurnosti u odnosu na osnovni model materijalne točke. Naime, uz jednostavni izraz za izračun koeficijenta potrebnog uzdužnog otpora trenja (izraz 2.51), moguće je izračunati koliko određena kombinacija uzdužnog nagiba i promjene brzine zahtjeva trenja u uzdužnom smjeru. Bicikl-model za stacionarno stanje gibanja kojim se razmatra i nejednolika raspodjela trenja na pojedinim osovinama omogućuje izračun još realnijih margina sigurnosti do proklizavanja. Uz složeniji postupak proračuna i veći broj ulaznih parametara, ostvaruje se precizniji izračun koeficijenata potrebnog uzdužnog i poprečnog otpora trenja uz fizikalno objašnjenje dobivenih vrijednosti. Kada se uz primjenu fizikalno složenijeg modela vozila uzmu u obzir i realni parametri ponašanja vozača, odnosno modelirane operativne brzine i proračunati kritični polumjeri putanje vozila, dobiju se margine sigurnosti neusporedivo realnije od onih tradicionalnih Lamm-ovih, temeljenih na brojnim pojednostavljenjima i procjenama.

## 7.2 Analiza osjetljivosti

### 7.2.1 Analiza utjecaja izbora modela vozila različite složenosti na razinu margine sigurnosti

Izvršena je analiza utjecaja izbora modela vozila različite složenosti na razinu margine sigurnosti do proklizavanja, pri čemu su, uz bicikl-model za stacionarno stanje gibanja, razmatrani i jednostavniji modeli vozila (osnovni i modificirani model materijalne točke). Na početku ove

analize provedena je usporedba koeficijenta potrebnog poprečnog otpora trenja izračunatih prema modelima vozila različite složenosti za krivinu polumjera od 120 m, koji prema hrvatskom Pravilniku [19] predstavlja najmanji dopušteni polumjer za projektnu brzinu od 60 km/h. Stoga je primijenjen najveći dozvoljeni poprečni nagib ( $q_{max} = 7\%$ ). Rezultati provedene analize prikazani su na slici 7.1.

Usporedba koeficijenta  $f_y$  izvršena je za situaciju kočenja u krivini u padu koja se može smatrati najopasnijom kombinacijom geometrije i manevra kretanja jer dolazi do prijenosa težine na prednje kotače ( $N_p > N_s$ ). Uslijed smanjenja normalne reakcije podloge na stražnjim kotačima  $N_s$ , dolazi do porasta iznosa koeficijenta poprečnog otpora trenja na stražnjim kotačima  $f_{y,s}$ , potrebnog da bi se zadržalo kružno gibanje odnosno da bi se uspjela ostvariti potrebna sila poprečnog otpora trenja. U nastavku su definirane vrijednosti usporenja i uzdužnog nagiba koje su korištene za ovu analizu te su objašnjeni razlozi njihovog odabira.

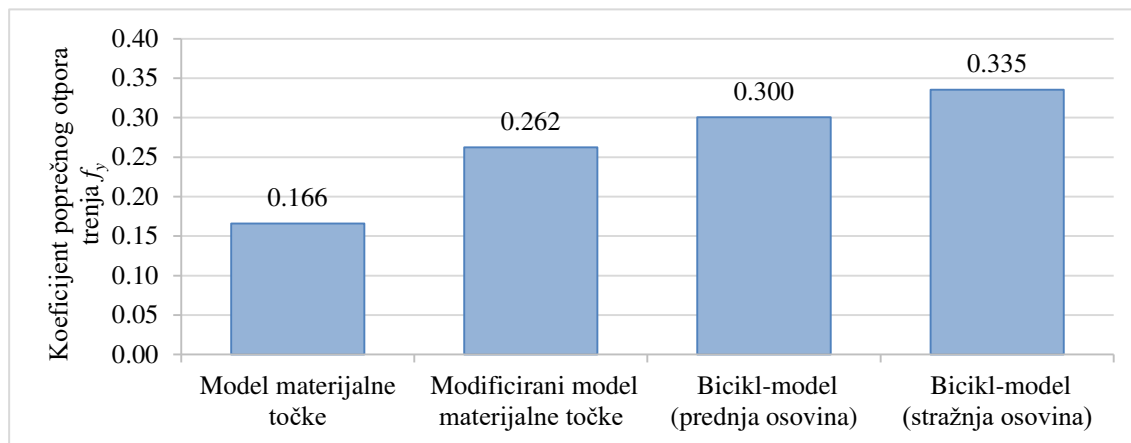
Vozači smanjuju brzinu u krivini, naročito ako se radi o krivini malog polumjera te ukoliko joj prethodi pravac ili blaža krivina. Najčešće korištena vrijednost usporenja (kao i ubrzanja), koja odgovara blagom usporenju u krivini, iznosi  $0.85 \text{ m/s}^2$  (prema istraživanju koje je predvodio Lamm [104]). Stoga je navedena vrijednost odabrana za provedbu analiza margina sigurnosti u ovome radu.

Osim utjecaja usporenja u krivini, složenijim modelima vozila razmatra se i utjecaj uzdužnog nagiba. Brojnim istraživanjima pokazano je da manji uzdužni nagibi ne utječu na vozačev izbor brzine u krivini. Pa je tako prema istraživanju koje je proveo Lippold [135], utjecaj uzdužnog nagiba na operativnu brzinu u krivini za osobna vozila zanemariv za uzdužne nagibe manje od oko 6%, dok prema istraživanju [97] ta granična vrijednost uzdužnog nagiba iznosi oko 5%. Slični rezultati proizlaze i iz višestruke regresijske analize provedene u sklopu ovoga rada, prilikom definiranja modela operativne brzine u krivini. Naime, uzdužni nagib isključen je iz modela jer je utvrđeno da ne doprinosi značajno sveukupnom modelu. Najveći uzdužni nagib na analiziranoj dionici iznosi 6% te stoga u sklopu provedenih analiza nisu korištene veće vrijednosti.

Za izračun koeficijenta potrebnog poprečnog otpora trenja uz primjenu osnovnog modela materijalne točke, korištena je projektna brzina  $V_p = 60 \text{ km/h}$  (budući da se radi o krivini najmanjeg polumjera) te projektirani polumjer u osi ceste. Koeficijenti  $f_y$  prema složenijim modelima vozila računati su pomoću operativne brzine i kritičnog polumjera putanje vozila (izraz 5.3). Radi pojednostavljenja samog postupka proračuna, operativna brzina određena je pomoću sljedećeg modela [136]:

$$\hat{V}_{85,k(R)} = 11.77 \cdot \ln R + 15.61 \quad (7.7)$$

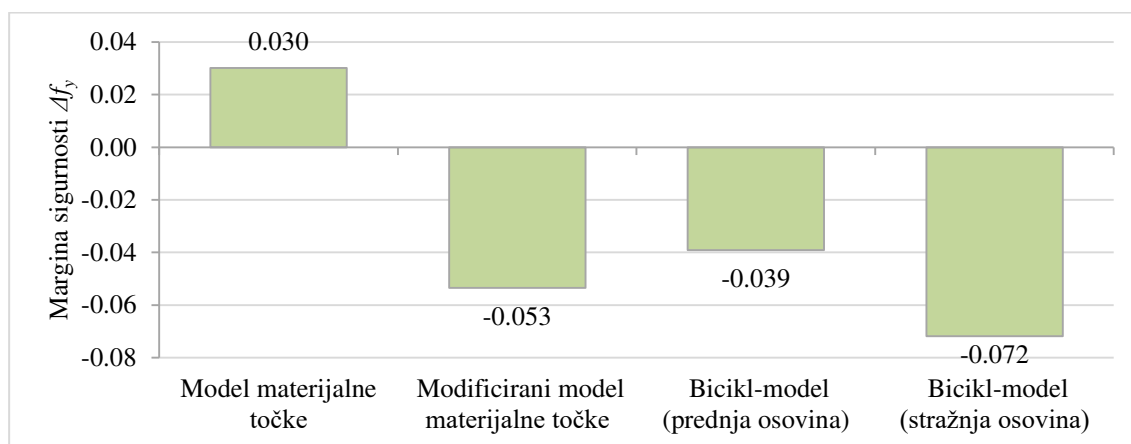
Navedeni jednostavniji model također je razvijen pomoću podataka snimljenih u sklopu ovoga istraživanja, ali je zbog nešto većeg korigiranog koeficijenta determinacije (0.85 u odnosu na 0.81), u doktorskom radu usvojen složeniji model prikazan izrazom (6.4).



**Slika 7.1** Usporedba koeficijenata potrebnog poprečnog otpora trenja prema različitim modelima vozila ( $R_{min} = 120$  m,  $V_p = 60$  km/h,  $\hat{V}_{85,k(R)} = 72$  km/h,  $R_{kritični} = 105.6$  m,  $q = 7\%$ ,  $a_x = -0.85$  m/s<sup>2</sup>,  $s = -6\%$ )

Na osnovu provedene analize (Slika 7.1) može se uočiti kako najveću vrijednost koeficijenta  $f_y$  daje najsloženiji primijenjeni model (bicikl-model), dok je najmanja vrijednost dobivena pomoću najjednostavnijeg modela (materijalne točke). Takvi rezultati bili su i očekivani i u skladu su s rezultatima istraživanja [28], prikazanim na slici 2.26.

Na temelju proračunatih koeficijenata  $f_y$ , prema izrazima prikazanim u tablici 7.2 izračunate su i uspoređene margine sigurnosti  $\Delta f_y$  (Slika 7.2). Pri tome je za model materijalne točke primijenjen stupanj iskorištenosti raspoložive vrijednosti trenja  $n = 60\%$ .



**Slika 7.2** Usporedba margina sigurnosti prema modelima vozila različite složenosti ( $R_{min} = 120$  m,  $V_p = 60$  km/h,  $\hat{V}_{85,k(R)} = 72$  km/h,  $R_{kritični} = 105.6$  m,  $q = 7\%$ ,  $a_x = -0.85$  m/s<sup>2</sup>,  $s = -6\%$ )



Iz usporedbe sa slike 7.2 može se vidjeti kako je margina sigurnosti prema osnovnom modelu materijalne točke puno većeg iznosa u odnosu na složenije modele vozila. Dok su složeniji modeli rezultirali negativnim marginama sigurnosti, uz određena manja odstupanja u iznosu, prema modelu materijalne točke dobivena je margina sigurnosti pozitivnog predznaka. Tako nerealno velika vrijednost  $\Delta f_y$  ostavlja dojam veće razine poprečne stabilnosti vozila u krivini, odnosno ostavlja dojam veće sigurnosti nego što u stvarnosti zaista postoji. Stoga bi i analiziranje konzistencije dinamike vožnje u krivini (Lamm-ov kriterij 3, tablica 3.1) na temelju tako nerealne margine sigurnosti, zapravo rezultirao primjenom i manjih polumjera od onih sigurnih za vožnju.

Kako bi se detaljnije analizirao rizik primjene osnovnog modela materijalne točke, osim za krivinu najmanjeg polumjera, izvršena je usporedba margina sigurnosti prema modelima vozila različite složenosti i za blaže krivine (polumjera od 120 do 400 m). Pri tome je također razmatrana situacija kočenja u krivini u padu ( $a_x = -0.85 \text{ m/s}^2$ ,  $s = -6\%$ ). Iako je Lamm-ova margina sigurnosti do proklizavanja definirana kao razlika koeficijenta najvećeg dopuštenog (temeljem projektne brzine) i potrebnog poprečnog otpora trenja, u ovome dijelu rada su za margine sigurnosti prema osnovnom modelu materijalne točke korištene računске brzine. Naime, s obzirom da je već u sklopu preliminarne analize (u poglavlju 5.4) pokazano da se na temelju projektne brzine dobiju nerealno velike margine sigurnosti, zanimljivo je razmotriti vrijednosti  $\Delta f_y$  temeljem računskih brzina. Prema hrvatskom Pravilniku za projektiranje [19], računska brzina određuje se na temelju projektiranih horizontalnih i vertikalnih elemenata ceste. Kriterij za određivanje  $V_r$  je ili primijenjeni polumjer horizontalne krivine ili primijenjeni uzdužni nagib, a odabire se manja od tih vrijednosti. Stoga su za ovu analizu definirane vrijednosti računskih brzina prikazane u tablici 7.4. Može se uočiti da je u oštrijim krivinama, za određivanje  $V_r$  mjerodavan primijenjeni polumjer krivine, dok su u blažim krivinama vrijednosti računске brzine definirane temeljem primijenjenog uzdužnog nagiba. Takav princip u suštini odgovara načinu određivanja operativne brzine, iako ne dovoljno precizno.

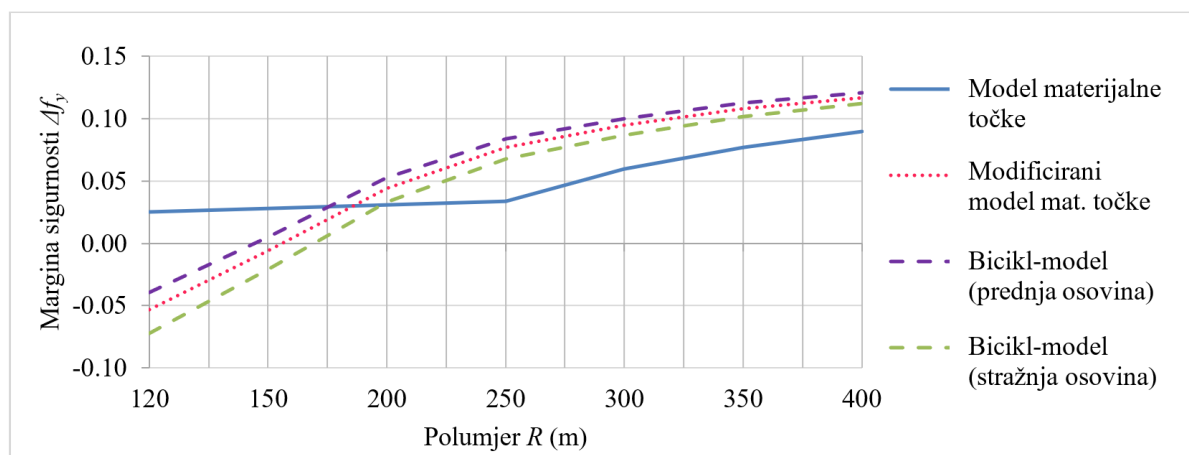
Naime, ukoliko se radi o padu od  $s = -6\%$ , za krivine polumjera do 250 m,  $V_r$  su računate prema osnovnom izrazu poprečne stabilnosti vozila u krivini (izraz 2.7), prema primijenjenom polumjeru  $R$ , najvećem dopuštenom poprečnom nagibu  $q_{max}$  i najvećem dopuštenom koeficijentu poprečnog otpora trenja  $f_{y,dop}$  (koji odgovara polumjeru  $R$ , prema izrazu 3.9), dok je za krivine polumjera većeg od 250 m mjerodavan uzdužni nagib (Tablica 3.3). Prema hrvatskom Pravilniku za projektiranje [19], za uzdužni nagib od 6% vrijedi računska brzina od 80 km/h. U svim analiziranim situacijama, vrijednost modelirane operativne brzine veća je od računске brzine,

osim za krivinu polumjera od 250 m gdje te vrijednosti približno odgovaraju. Uz  $V_r$ , za margine sigurnosti prema modelu materijalne točke primijenjeni su i projektirani polumjeri u osi ceste  $R$ .

Margine sigurnosti prema složenijim modelima vozila računane su uz primjenu modeliranih operativnih brzina  $\hat{V}_{85,k(R)}$  (prema izrazu 7.7) te kritičnih polumjera putanje vozila  $R_{kritični}$  (proračunatih prema izrazu 5.3), a navedene vrijednosti iznesene su u tablici 7.4. Rezultati provedene usporedbe prikazani su tablično (Tablica 7.4) kao i grafički (Slika 7.3).

**Tablica 7.4** Usporedba margina sigurnosti prema različitim modelima vozila za krivine polumjera od 120 do 400 m ( $a_x = -0.85 \text{ m/s}^2$ ,  $s = -6\%$ )

Primijenjene ulazne vrijednosti				Izračunate margine sigurnosti			
$R$ (m)	$R_{kritični}$ (m)	$\hat{V}_{85,k(R)}$ (km/h)	$V_r$ (km/h)	$\Delta f_{y,MT}$	$\Delta f_{y,MMT}$	$\Delta f_{y,BMp}$	$\Delta f_{y,BMs}$
120	105.6	72.0	60.0	0.025	-0.053	-0.039	-0.072
150	132.0	74.6	66.0	0.028	-0.006	0.005	-0.021
200	176.0	78.0	73.7	0.031	0.044	0.053	0.033
250	220.0	80.6	80.0	0.034	0.077	0.084	0.068
300	264.0	82.7	80.0	0.060	0.095	0.100	0.087
350	308.0	84.6	80.0	0.077	0.108	0.113	0.102
400	352.0	86.1	80.0	0.090	0.117	0.121	0.112



**Slika 7.3** Usporedba margina sigurnosti prema modelima vozila različite složenosti za krivine polumjera od 120 do 400 m ( $a_x = -0.85 \text{ m/s}^2$ ,  $s = -6\%$ )

Na temelju provedene analize može se uočiti kako osnovni model materijalne točke (uz primjenu  $V_r$ ) daje znatno drugačije rezultate od složenijih modela vozila. Iako vrijednosti margina sigurnosti značajno ovise o samoj kompleksnosti primijenjenog modela vozila, jako je bitan i

utjecaj mjerodavne brzine. Upravo se u primjeni računске brzine može pronaći objašnjenje tolikog odstupanja rezultata osnovnog modela materijalne točke u odnosu na razmatrane složenije modele vozila. Nadalje, može se uočiti da su u oštrijim krivinama najkritičnije margine sigurnosti definirane bicikl-modelom vozila za stražnju osovinu, dok su u raskošnijim krivinama najmanje vrijednosti dobivene osnovnim modelom materijalne točke. Naime, u krivinama polumjera do oko 175 m, najveće margine sigurnosti daje osnovni model materijalne točke (uz  $V_r$ ), zatim redom bicikl-model za prednju osovinu i modificirani model materijalne točke, dok su najniže vrijednosti  $\Delta f_y$  izračunate pomoću bicikl-modela za stražnju osovinu. Kao što se već moglo uočiti iz preliminarne analize (Slika 5.14), općenito su vrijednosti margina sigurnosti niže u oštrijim krivinama, odnosno veličina margine sigurnosti se povećava s porastom polumjera krivine. Porast vrijednosti  $\Delta f_y$  znatno je intenzivniji u krivinama do polumjera od oko 250 m, dok je u raskošnijim krivinama intenzitet porasta znatno blaži. Objašnjenje tog fenomena može se pronaći u izgledu krivulje raspodjele raspoložive vrijednosti trenja (Slika 5.11). Naime, kod većih brzina manji je intenzitet opadanja raspoložive vrijednosti trenja.

Rezultati provedene analize utjecaja izbora modela vozila različite složenosti ukazuju na izražen rizik primjene jednostavnog modela materijalne točke zbog brojnih pojednostavljenja samog modela kao i činjenice da je njegova primjena kombinirana s brzinama i polumjerima koji ne odgovaraju realnom ponašanju vozača.

## 7.2.2 Analiza utjecaja uzdužnog nagiba i promjene brzine na razinu margine sigurnosti

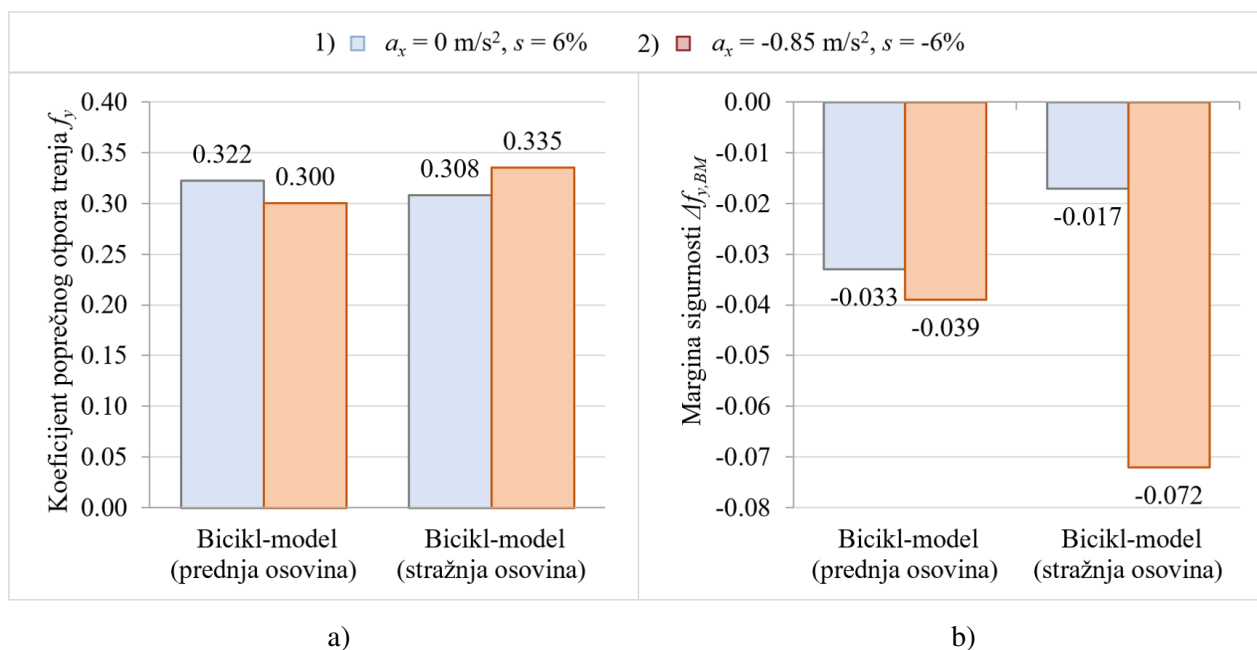
Prethodno provedenom analizom utjecaja izbora modela vozila različite složenosti pokazano je da bicikl-model daje najkritičnije rezultate. Stoga je za analizu utjecaja uzdužnog nagiba i promjene brzine, primijenjen bicikl-model vozila. Naime, kako bi se detaljnije definiralo koje su situacije najkritičnije u smislu sigurnosti, uspoređene su vrijednosti  $f_y$  odnosno  $\Delta f_y$  prema bicikl-modelu vozila, za različite kombinacije uzdužnog nagiba i promjene brzine u krivini. Usporedba je najprije izvršena za krivinu najmanjeg polumjera ( $R_{min} = 120$  m), uz primjenu najvećeg dopuštenog poprečnog nagiba ( $q_{max} = 7\%$ ), modelirane operativne brzine ( $\hat{V}_{85,k(R)} = 72$  km/h) i proračunate vrijednosti kritičnog polumjera putanje vozila ( $R_{kritični} = 105.6$  m). Rezultati provedene usporedbe prikazani su na slici 7.4. Budući da vrsta uzdužnog nagiba (uspon ili pad) podrazumijeva i određeni način ponašanja vozača, za analizu su odabrana sljedeća dva slučaja:

- 1)  $a_x = 0$  m/s<sup>2</sup> i  $s = 6\%$ ;

$$2) \quad a_x = -0.85 \text{ m/s}^2 \text{ i } s = -6\%.$$

Naime, na cesti u padu vozači najčešće usporavaju kočenjem kako bi održali željenu brzinu, dok na usponima nije potrebno aktiviranje kočnica nego se za održavanje brzine koristi samo snaga motora (pasivno kočenje) [11].

Sa slike 7.4 uočljivo je kako se najveća vrijednost koeficijenta potrebnog poprečnog otpora trenja, a najmanja margina sigurnosti, uspostavlja pri kombinaciji usporenja u krivini u padu (slučaj 2), i to na stražnjoj osovini. Također se može vidjeti kako se kod kombinacije bez kočenja na usponu (slučaj 1), kritičnije vrijednosti  $f_y$  ostvaruju na prednjoj osovini. Naime, na usponu dolazi do prijenosa težine s prednjih na stražnje kotače ( $N_p < N_s$ ) uslijed čega se povećava korištenje koeficijenta poprečnog otpora trenja  $f_y$  na prednjim kotačima, potrebnog da bi se zadržala potrebna sila poprečnog otpora trenja. Usprkos nešto većoj vrijednosti  $f_y$  na prednjoj osovini za slučaj uspona, i u toj kombinaciji je (kritičnija) niža margina sigurnosti ostvarena za slučaj 2. Stoga se može zaključiti da je slučaj kočenja u krivini u padu definitivno opasnija kombinacija geometrije i ponašanja vozača.



**Slika 7.4** Analiza utjecaja uzdužnog nagiba i promjene brzine na: a)  $f_y$  i b)  $\Delta f_y$

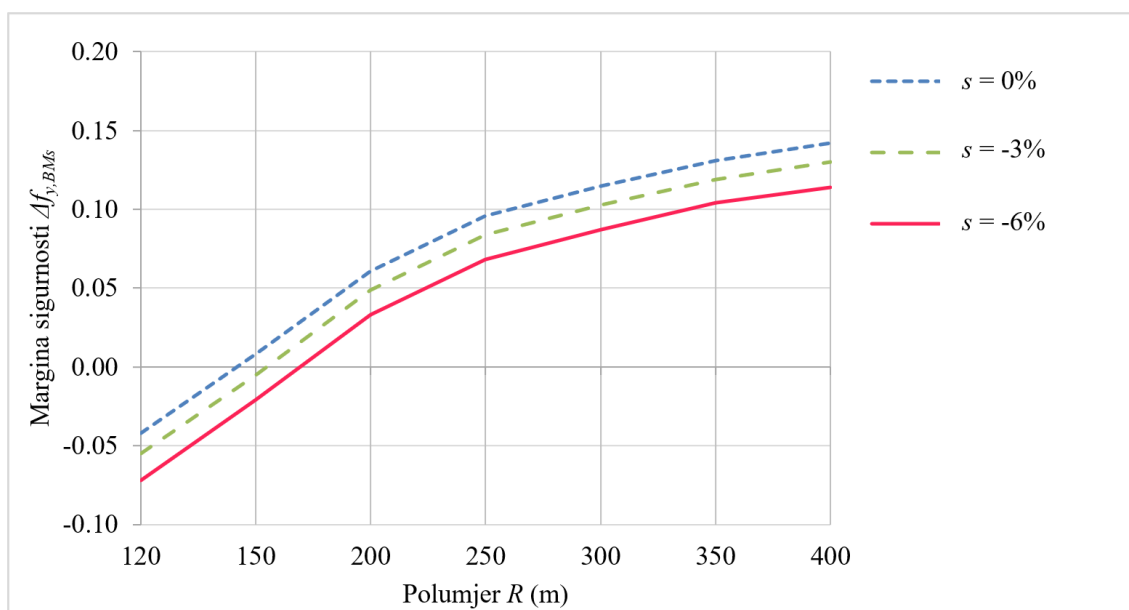
(krivina najmanjeg polumjera  $R_{min} = 120 \text{ m}$ ,  $\hat{V}_{85,k(R)} = 72 \text{ km/h}$ ,  $R_{kritični} = 105.6 \text{ m}$ ,  $q = 7\%$ )

Nakon provedene analize utjecaja promjene brzine i uzdužnog nagiba na razinu margine sigurnosti do proklizavanja za krivinu najmanjeg polumjera, istražen je utjecaj navedenih čimbenika i za blaže krivine (polumjera od 120 do 400 m). Uspoređene su margine sigurnosti prema bicikl-modelu vozila, uz usporenje  $a_x = -0.85 \text{ m/s}^2$  te uzdužne nagibe od 0, -3 i -6%. Za

izračun margina sigurnosti primijenjene su modelirane operativne brzine  $\hat{V}_{85,k(R)}$  (prema izrazu 7.7) te kritični polumjeri putanje vozila  $R_{kritični}$  (prema izrazu 5.3). Vrijednosti poprečnih nagiba određene su na temelju polumjera krivina  $R$  i modeliranih operativnih brzina  $\hat{V}_{85,k(R)}$ , prema grafu iz hrvatskog Pravilnika za projektiranje (Slika 3.15). Vrijednosti primijenjenih brzina, polumjera i poprečnih nagiba prikazane su u tablici 7.5. S obzirom na rezultate prethodno provedene analize za krivinu najmanjeg polumjera (Slika 7.4), analizirane su samo (kritičnije) vrijednosti za stražnju osovinu. Rezultati provedene usporedbe prikazani su u tablici 7.5 te na slici 7.5.

**Tablica 7.5** Usporedba margina sigurnosti prema bicikl-modelu vozila (stražnja osovina), za krivine različitih polumjera i uzdužne nagibe od 0, -3 i -6% ( $\hat{V}_{85,k(R)}$ ,  $R_{kritični}$ ,  $a_x = -0.85 \text{ m/s}^2$ )

Primijenjene ulazne vrijednosti				Izračunate margine sigurnosti prema bicikl-modelu za stražnju osovinu $\Delta f_{y,BMs}$		
$R$ (m)	$R_{kritični}$ (m)	$\hat{V}_{85,k(R)}$ (km/h)	$q$ (%)	$s = 0\%$	$s = -3\%$	$s = -6\%$
120	105.6	72.0	7.0	-0.042	-0.055	-0.072
150	132.0	74.6	7.0	0.008	-0.005	-0.021
200	176.0	78.0	7.0	0.061	0.049	0.033
250	220.0	80.6	7.0	0.096	0.084	0.068
300	264.0	82.7	6.5	0.115	0.103	0.087
350	308.0	84.6	6.3	0.131	0.119	0.104
400	352.0	86.1	6.0	0.142	0.130	0.114



**Slika 7.5** Usporedba margina sigurnosti prema bicikl-modelu vozila (stražnja osovina), za krivine različitih polumjera i uzdužne nagibe od 0, -3 i -6% ( $\hat{V}_{85,k(R)}$ ,  $R_{kritični}$ ,  $a_x = -0.85 \text{ m/s}^2$ )

Provedenom usporedbom (Slika 7.5) pokazano je da pad smanjuje vrijednost margine sigurnosti do proklizavanja. Općenito, margine sigurnosti su niže na većim padovima jer takvi uvjeti zahtijevaju veće “trošenje“ trenja u uzdužnom smjeru, što smanjuje raspoloživo trenje u poprečnom smjeru, odnosno smanjuje marginu sigurnosti do proklizavanja. Smanjenju margine sigurnosti u krivini u padu doprinosi i prijenos opterećenja na prednje kotače, odnosno povećavanje koeficijenta potrebnog poprečnog otpora trenja na stražnjim kotačima.

### 7.3 Usporedba margina sigurnosti temeljem podataka s terena i modeliranih podataka

Za prethodno provedenu analizu osjetljivosti korištene su vrijednosti modeliranih ulaznih parametara, odnosno modelirane operativne brzine te proračunati kritični polumjeri putanje vozila. Primijenjene modelirane vrijednosti definirane su temeljem stvarnih brzina i polumjera putanje vozila, prikupljenih tokom eksperimentalnog istraživanja provedenog u sklopu ove disertacije. Modeliranim brzinama i polumjerima putanje vozila nastojalo se opisati realno ponašanje vozača, a u kojoj mjeri je navedeni cilj ostvaren, provjereno je pomoću naredno opisane analize. Naime, izvršena je usporedba margina sigurnosti zasnovanih na podacima s terena te margina sigurnosti dobivenih pomoću modeliranih podataka. Usporedba je izvršena za nekoliko krivina s testne dionice:  $R_5 = 114$  m,  $R_{64} = 146$  m,  $R_{35} = 200$  m i  $R_{69} = 302$  m. Vrijednosti margina sigurnosti izračunate su pomoću bicikl-modela vozila, uz geometriju izvedenog stanja (izvedene poprečne i uzdužne nagibe), za različite ulazne parametre:

- a) modelirani podaci;
- b) podaci s terena.

Modelirane operativne brzine  $\hat{V}_{85,k}$  izračunate su pomoću jednadžbe (6.4), na temelju izvedenih polumjera prethodnih krivina  $R_l$  i modeliranih operativnih brzina pristupnog elementa  $\hat{V}_{85,p1}$  (prema jednadžbi 6.2). Za izračun modeliranih pristupnih brzina, primijenjene su vrijednosti izvedenih polumjera susjednih krivina ( $R_l$  i  $R$ ) i duljina pravaca ( $L_p$ ) koje odgovaraju svakoj analiziranoj situaciji s terena. Pod modeliranim ulaznim parametrima podrazumijevaju se i proračunati kritični polumjeri putanje vozila  $R_{kritični}$  (prema jednadžbi 5.3) te usvojeno usporenje od  $a_x = -0.85$  m/s<sup>2</sup>. Vrijednosti izračunatih margina sigurnosti kao i primijenjenih ulaznih parametara (za slučaj a), prikazane su u tablici 7.6.

Za ulazne podatke s terena (slučaj b) korištene su vrijednosti vozača odabranog prema ostvarenom 85 postotnom koeficijentu poprečnog otpora trenja. Naime, odabrane su vrijednosti brzine ( $V^i$ ), polumjera putanje vozila ( $R^i$ ) i usporenja ( $a_x^i$ ) onog vozača koji je u analiziranoj krivini ostvario  $f_{85,y}$ . Pri tome su vrijednosti usporenja računane prema sljedećem izrazu:

$$a_x = \frac{\Delta V}{3.6 \cdot \Delta t} = \frac{V_k^{i+1} - V_p^i}{3.6 \cdot \Delta t} \quad (7.8)$$

gdje je  $V_k^{i+1}$  (km/h) najmanja individualna brzina u krivini (element  $i+1$ ),  $V_p^i$  (km/h) najveća individualna brzina na pristupnom elementu (element  $i$ ), a  $\Delta t$  (s) je vrijeme proteklo između ostvarivanja brzina  $V_p^i$  i  $V_k^{i+1}$ . Izračunate margine sigurnosti, geometrijska obilježja analiziranih krivina te ulazni parametri s terena (slučaj b), prikazani su u tablici 7.7.

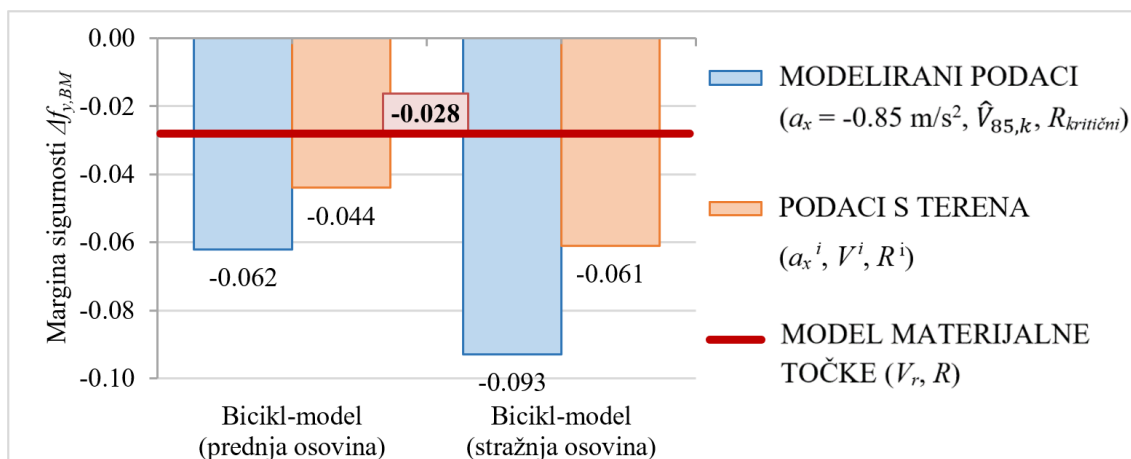
Kako bi se dodatno istaknuo rizik primjene osnovnog modela materijalne točke, za svaku analiziranu krivinu izračunate su i margine sigurnosti prema osnovnom modelu materijalne točke, uz primjenu  $R$ ,  $V_r$  te  $n = 60\%$ . Primijenjene računске brzine navedene su u tablici 7.6. Osim tablično, rezultati provedene usporedbe prikazani su i grafički (slike 7.6, 7.7, 7.8 i 7.9).

**Tablica 7.6** Obilježja analiziranih krivina i margine sigurnosti zasnovane na modeliranim podacima (a)

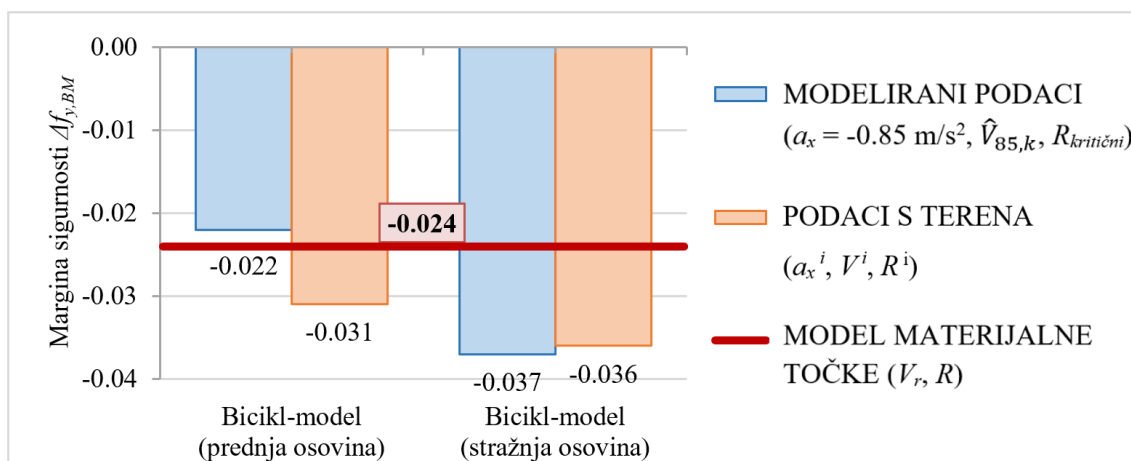
Primijenjene ulazne vrijednosti										Izračunate margine sigurnosti		
Oznaka krivine	$R$ (m)	$R_l$ (m)	$L_p$ (m)	$q$ (%)	$s$ (%)	$R_{kritično}$ (m)	$\hat{V}_{85,k}$ (km/h)	$V_r$ (km/h)	$a_x$ (m/s <sup>2</sup> )	$\Delta f_{y,MT}$	$\Delta f_{y,BMp}$	$\Delta f_{y,BMs}$
$R_5$	114	121	23	5.3	-4.3	100.3	71.4	62.9	-0.85	-0.028	-0.062	-0.093
$R_{64}$	146	405	145	4.4	2.0	128.5	75.8	68.2	-0.85	-0.024	-0.022	-0.037
$R_{35}$	200	121	55	3.5	1.5	176.0	74.8	75.8	-0.85	-0.019	0.070	0.060
$R_{69}$	302	228	210	2.5	-3.0	265.8	81.8	86.7	-0.85	-0.014	0.083	0.070

**Tablica 7.7** Obilježja analiziranih krivina i margine sigurnosti zasnovane na podacima s terena (b)

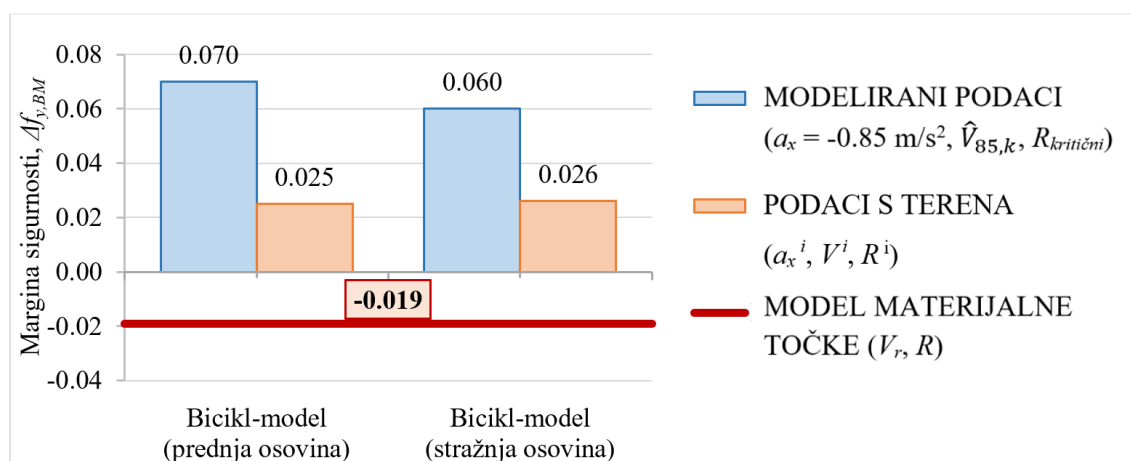
Primijenjene ulazne vrijednosti							Izračunate margine sigurnosti		
Oznaka krivine	$R$ (m)	$q$ (%)	$s$ (%)	$R^i$ (m)	$V^i$ (km/h)	$a_x^i$ (m/s <sup>2</sup> )	$\Delta f_{y,MT}$	$\Delta f_{y,BMp}$	$\Delta f_{y,BMs}$
$R_5$	114	5.3	-4.3	111	73.9	-0.290	-0.028	-0.044	-0.061
$R_{64}$	146	4.4	2.0	125	75.9	-0.397	-0.024	-0.031	-0.036
$R_{35}$	200	3.5	1.5	170	78.9	-0.065	-0.019	0.025	0.026
$R_{69}$	302	2.5	-3.0	302	72.7	-0.113	-0.014	0.180	0.177



Slika 7.6 Usporedba margina sigurnosti temeljem modeliranih i podataka s terena (krivina  $R_5 = 114$  m)

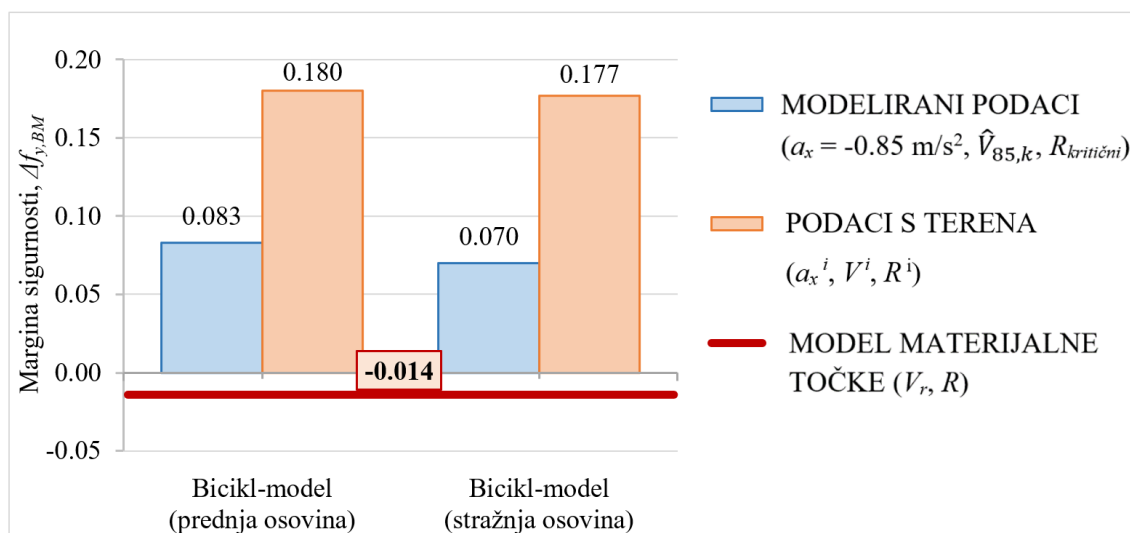


Slika 7.7 Usporedba margina sigurnosti temeljem modeliranih i podataka s terena (krivina  $R_{64} = 146$  m)



Slika 7.8 Usporedba margina sigurnosti temeljem modeliranih i podataka s terena (krivina  $R_{35} = 200$  m)





**Slika 7.9** Usporedba margina sigurnosti temeljem modeliranih i podataka s terena (krivina  $R_{69} = 302 \text{ m}$ )

Zaključak provedene analize jest da se margine sigurnosti s modeliranim podacima u određenoj mjeri razlikuju od margina temeljenih na podacima s terena, ali bitno manje nego u odnosu na model materijalne točke. Veća odstupanja u vrijednostima  $Af_y$  između modeliranih i podataka s terena uočena su u krivinama većih polumjera. To se može objasniti činjenicom da u blažim krivinama vozači slobodnije biraju polumjer putanje vozila pa ga je stoga teže i predvidjeti. Naime, prema istraživanju [126], preciznost određivanja polumjera krivine opada s povećavanjem polumjera krivine. Također, u blažim krivinama slabije je izražena pojava promjene brzine nego u krivinama manjih polumjera, odnosno uočena su veća odstupanja između  $a_x$  i  $a_x^i$  nego u oštrijim krivinama što ukazuje na potrebu za detaljnijim istraživanjem fenomena promjene brzine između susjednih elemenata trase.

Analizirajući odnose margina sigurnosti prema bicikl-modelu i margina dobivenih modelom materijalne točke, uočeno je da u oštrijim krivinama (slike 7.5, 7.6 i 7.7) model materijalne točke rezultira nerealno velikim vrijednostima  $Af_y$ . U blažim krivinama su procjene margina sigurnosti pomoću modela materijalne točke manjih vrijednosti nego prema bicikl-modelu vozila. Na temelju toga samo se potvrđuje činjenica da je uz primjenu stupnja iskorištenosti raspoložive vrijednosti trenja teško procijeniti rezervu trenja do proklizavanja. Naime, svaka kombinacija promjene brzine i uzdužnog nagiba zahtjeva različite vrijednosti potrebnog uzdužnog i poprečnog otpora trenja. Stoga je razina margine sigurnosti definirana pomoću bicikl-modela znatno vjerodostojnija naspram grube procjene temeljem osnovnog modela materijalne točke.

Nadalje, uočeno je da se uz primjenu bicikl-modela vozila s modeliranim ulaznim podacima dobiju čak i nešto niže vrijednosti u odnosu na margine temeljene na podacima s terena (također

izračunate pomoću bicikl-modela vozila). Stoga se može zaključiti da margine sigurnosti zasnovane na modeliranim ulaznim podacima sadrže čak i određenu rezervu sigurnosti.

Negativna margina sigurnosti trebala bi značiti da je došlo do prekoračenja granične vrijednosti otpora trenja, uslijed čega vozilo gubi stabilnost, odnosno dolazi do proklizavanja vozila. To bi zaista i bilo ostvarivo uz primjenu realnih vrijednosti raspoloživog trenja. Naime, vrijednosti raspoloživog trenja mijenjaju se s razvojem tehnologije izrade pneumatika i habajućeg sloja kolničke konstrukcije. S obzirom da se smjernice, kao i Lamm-ova krivulja trenja zasnivaju na mjerenjima izvršenim prije nekoliko desetaka godina, na temelju takvih podataka teško je realno procijeniti razinu rizika do gubitka poprečne stabilnosti vozila u krivini. Također, postojeće krivulje raspodjele raspoloživog trenja odnose se na jako loše uvjete terena (istrošene pneumatike te mokar i onečišćen kolnik), znatno lošije od stanja na većini postojećih prometnica u Hrvatskoj. Stoga su, i uz primjenu modela vozila znatno složenijeg od modela materijalne točke te ulaznih parametara s terena, u oštrijim krivinama ipak izračunate negativne margine sigurnosti. Usprkos tome, u stvarnosti nije došlo do gubitka poprečne stabilnosti testnih vozila ali navedeni rezultati svakako ukazuju na povećanu opasnost od proklizavanja u krivinama malih polumjera.

## **8 PRIMJENA UNAPRIJEĐENOG KRITERIJA KONSISTENCIJE ZA ODREĐIVANJE DOPUŠTENIH POLUMJERA SUSJEDNIH KRIVINA**

Ponašanje vozača na cesti uvelike je uvjetovano geometrijskim ograničenjima što mjerama za osiguranje konzistencije toka trase daje veoma važnu ulogu u postupku projektiranja. Osnovni motiv koncepta konzistencije jest usklađivanje elemenata ceste s očekivanjima vozača, s ciljem povećanja razine sigurnosti. U literaturi postoje različite mjere za osiguranje konzistencije toka trase, ali daleko najjednostavnije za primjenu te najviše korištene zasnivaju se na operativnoj brzini i poprečnoj stabilnosti vozila u krivini. Konzistenciju toka trase najlakše je detektirati uočavanjem odstupanja operativnih brzina od projektnih te provjerom varijabilnosti operativnih brzina susjednih elemenata trase. Upravo navedene mjere predstavljaju Lamm-ov 1. i 2. kriterij konzistencije. Koliko su Lamm-ovi kriteriji konzistencije zasnovani na operativnoj brzini značajni, govori činjenica da su uvršteni u smjernice za projektiranje brojnih zemalja kao osnovne mjere za osiguranje konzistencije horizontalnog toka trase. Tako su na temelju kriterija 2 izrađeni dijagrami polumjera susjednih krivina njemačkih smjernica [44, 45] (Slika 3.2) i hrvatskog Pravilnika [19] (Slika 3.5).

Ipak, potrebno je naglasiti da primjena navedenih kriterija konzistencije ima određene nedostatke [136]:

- 1) Ukoliko se u određenoj zemlji koristi računski umjesto operativne brzine, kao što je slučaj hrvatskog Pravilnika za projektiranje [19], tada nije moguće ni ispravno primijeniti kriterije konzistencije. S obzirom na način definiranja, računski brzina predstavlja određenu teoretsku vrijednost, manju od operativne brzine. Temeljem nerealne računski brzine, i rezultati provjere konzistencije brzina susjednih elemenata te konzistencije dinamike vožnje u krivini nisu mjerodavni. Također, na temelju računski brzine projektant će odabrati poprečni nagib kolnika u krivini manjeg iznosa od onog potrebnog za osiguranje poprečne stabilnosti vozila u krivini, odnosno potrebnog za sigurnu i udobnu vožnju. Drugim riječima, primjena premalog poprečnog nagiba na koncu će rezultirati neskladom između operativne brzine, poprečnog nagiba i raspoloživog trenja.
- 2) Prilikom izrade postojećih dijagrama polumjera susjednih krivina zanemarena je činjenica da postoji određena gornja granica operativne brzine za vangradske dvotračne ceste koju vozači ne prekoračuju bez obzira na veličinu polumjera ili duljinu pravca. Prema Ottesen-u i Krammes-u [97], to je brzina od 97.9 km/h, dok prema istraživanju [137] gornja granica operativne brzine iznosi 100 km/h. Granična brzina od 100 km/h usvojena je i u njemačkim smjernicama iz 1995. godine [44], kao što je vidljivo na slici 3.1.
- 3) Najveća brzina na pravcu ovisi, ne samo o duljini pravca, nego i o veličini polumjera krivine koja prethodi analiziranom pravcu [107, 128].
- 4) Vrijednosti dopuštenih polumjera susjednih krivina postojećih dijagrama ne zadovoljavaju kriterij konzistencije dinamike vožnje u krivini. Kako bi se osigurala i određena razina konzistencije odnosa poprečnog nagiba kolnika, trenja i operativne brzine u krivini, potrebno je uzeti u obzir i Lamm-ov 3. kriterij konzistencije.
- 5) Iako se u hrvatskom Pravilniku za projektiranje [19] primjenjuje računski brzina, dijagram polumjera susjednih krivina dobiven je temeljem njemačkog modela operativnih brzina pa se tako definirane vrijednosti ne mogu smatrati vjerodostojnima. Naime, za svaku zemlju odnosno područje, karakteristična su različita obilježja koja utječu na vozačev odabir brzine. Na primjer, određeni čimbenici kao što su uvjeti terena, obilježja ceste, struktura toka i karakteristike vozila, kao i sam stil vožnje, mogu se bitno razlikovati u različitim područjima [138]. Stoga bi se za svaku zemlju trebao primjenjivati model operativnih brzina kalibriran na temelju lokalnih podataka [3]. Tako su Lamm i dr. [3] izradili različite dijagrame polumjera susjednih krivina za pojedine

zemlje, uz primjenu modela operativnih brzina definiranih za svaku zemlju na temelju lokalnih podataka s terena.

Uvažavajući navedene nedostatke, u radu [136] već su izrađeni poboljšani dijagrami primjenjivih polumjera susjednih krivina (s međupravcem i bez). Poboljšani dijagrami definirani su na temelju kriterija konzistencije operativne brzine susjednih elemenata trase (kriterij 2) i kriterija konzistencije dinamike vožnje u krivini (kriterij 3). Za izradu dijagrama primijenjeni su modeli operativnih brzina kojima se uzima u obzir utjecaj okolnih elemenata, kao i vrijednost najveće operativne brzine koju vozači ostvaruju u blažim krivinama i na dugim pravcima (oko 100 km/h). Također su razmatrane i Lamm-ove granične vrijednosti margina sigurnosti (prikazane u tablici 3.1) pa je uz primjenu definiranih polumjera zadovoljen i kriterij konzistencije dinamike vožnje. Pri tome su margine sigurnosti računane prema osnovnom modelu materijalne točke uz sva pojednostavljena koja taj jednostavni model sadrži.

U svrhu određivanja najmanjih dopuštenih polumjera kao i definiranja preciznijih vrijednosti polumjera susjednih krivina, primijenjen je unaprijeđeni kriterij konzistencije u horizontalnim krivinama. Uz uvažavanje svih nedostataka uočenih u radu [136], definirane su primjenjive vrijednosti polumjera na način da je zadovoljen i kriterij konzistencije dinamike vožnje, ali uz primjenu bicikl-modela vozila te modeliranih operativnih brzina i kritičnih polumjera putanje vozila. Budući da se radi o dvotračnim cestama, razmatran je samo utjecaj pada (od 0 do -6%), uz usporenu od  $a_x = -0.85 \text{ m/s}^2$ . Definirana su dva tipa dijagrama, za slučaj susjednih krivina bez međupravca te s međupravcem. Pri izradi dijagrama primjenjivih polumjera susjednih krivina uzeta je u obzir i Lamm-ova [3] preporuka za izbjegavanje “primjenjivog područja” u krivinama manjih polumjera ( $R \leq 350 \text{ m}$ ). Također je uvažena i zabrana korištenja “primjenjivog područja” u slučaju susjednih krivina s dovoljno dugim (nezavisnim) međupravcem.

S obzirom na nesklad primjene računске brzine i dijagrama polumjera susjednih krivina zasnovanih na njemačkom modelu operativnih brzina u hrvatskom Pravilniku za projektiranje [19], izvršena je i analiza primjenjivih polumjera susjednih krivina temeljem osnovnog modela materijalne točke i računskih brzina, uz uvažavanje ostalih uočenih nedostataka.

## 8.1 Polumjeri susjednih krivina bez međupravca

Osnovni doprinos ovoga rada jest unapređenje kriterija konzistencije u horizontalnim krivinama u smislu određivanja realnijih margina sigurnosti, uz primjenu fizikalno složenijeg

modela vozila te modeliranih operativnih brzina i proračunatih kritičnih polumjera putanje vozila. Unaprijeđeni kriterij konzistencije moguće je primijeniti za definiranje preciznijih vrijednosti najmanjih dopuštenih polumjera horizontalnih krivina kao i primjenjivih polumjera susjednih krivina koje omogućuju konzistentan tok trase.

U ovome dijelu rada izrađen je dijagram primjenjivih polumjera susjednih krivina bez međupravca, a rezultati za najkritičniji razmatrani uzdužni nagib ( $s = -6\%$ ) prikazani su u tablici 8.1 te na slici 8.1. Prilikom određivanja primjenjivih polumjera, razmatrani su kriterij konzistencije operativnih brzina susjednih elemenata trase (kriterij 2) kao i kriterij konzistencije dinamike vožnje u krivini (kriterij 3). Budući da su analizirane samo granične dopuštene vrijednosti, za kriterij 2 usvojena je najveća razlika operativnih brzina susjednih krivina od 20 km/h (Tablica 3.1), odnosno 10 km/h za krivine  $R \leq 350$  m. Za kriterij 3 nije razmatrana Lamm-ova granična vrijednost ( $\Delta f_y > -0.04$ ) nego su kao mjerodavne odabrane pozitivne margine sigurnosti ( $\Delta f_y \geq 0.00$ ). Budući da je primijenjen znatno složeniji model vozila, uz uvažavanje brojnih čimbenika koji se osnovnim modelom materijalne točke zanemaruju, a značajno utječu na razinu margine sigurnosti, nije realno primijeniti Lamm-ove granice margina sigurnosti. Naime, Lamm-ovi rasponi margina sigurnosti temelje se na statističkim podacima o prometnim nesrećama i definirani su temeljem osnovnog modela materijalne točke te projektiranih polumjera u osi ceste.

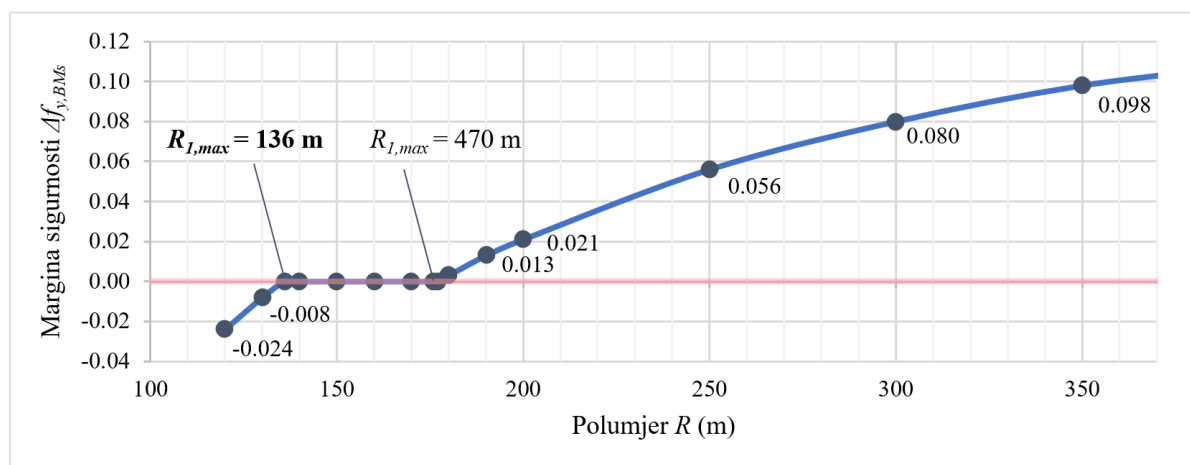
Za ispitivanje kriterija konzistencije dinamike vožnje u krivini primijenjene su margine sigurnosti računate prema bicikl-modelu vozila, a s obzirom na rezultate analize osjetljivosti iz prethodnog poglavlja (7.2.1), razmatrane su vrijednosti za stražnju osovinu (jednadžba 7.6). Pri tome su analizirani samo slučajevi pada (od 0 do  $-6\%$ ), uz usporenje od  $a_x = -0.85$  m/s<sup>2</sup>. Za provjeru kriterija konzistencije primijenjene su modelirane operativne brzine u prethodnoj ( $\hat{V}_{85,R1}$ ) i analiziranoj krivini ( $\hat{V}_{85,R}$ ), koje su računate redom prema izrazima (7.7) i (6.4). Nadalje, margine sigurnosti definirane su za kritične polumjere putanje vozila (prema izrazu 5.3) te najveći dopušteni poprečni nagib kolnika u krivini ( $q_{max} = 7\%$ ).

Na temelju analize provedene za uzdužni nagib od  $s = -6\%$  (Tablica 8.1 i Slika 8.1), može se vidjeti da najmanji primjenjivi polumjer horizontalne krivine iznosi 136 m jer se za sve druge kombinacije susjednih krivina manjih polumjera ostvaruju negativne vrijednosti margina sigurnosti ( $\Delta f_y < 0.00$ ). Za određivanje najmanjeg polumjera krivine kritičniji je kriterij konzistencije dinamike vožnje (kriterij 3) nego kriterij konzistencije operativne brzine (kriterij 2). Za sve polumjere veće od 136 m određene su i vrijednosti najvećih primjenjivih polumjera susjednih krivina  $R_{1,max}$ , na način da budu zadovoljena oba razmatrana kriterija konzistencije ( $\Delta \hat{V}_{85}$

$\leq 10$  km/h za  $R \leq 350$  m, odnosno  $\Delta\hat{V}_{85} \leq 20$  km/h za  $R > 350$  m, kao i  $\Delta f_y \geq 0.00$ ). Stoga se sa slike 8.1 jasno može vidjeti da je za krivine  $136 \text{ m} \leq R < 177$  m mjerodavan kriterij 3, dok se za krivine  $177 \text{ m} \leq R \leq 350$  m kritičnije vrijednosti  $R_{I,max}$  dobiju prema kriteriju 2 (uz  $\Delta\hat{V}_{85} \leq 10$  km/h).

**Tablica 8.1** Najveći dopušteni polumjeri susjednih krivina definirani temeljem unaprijedenog kriterija konzistencije ( $s = -6\%$ )

$R_{I,max}$ (m)	$R$ (m)	$\hat{V}_{85,R1}$ (km/h)	$\hat{V}_{85,R}$ (km/h)	$s$ (%)	$\Delta\hat{V}_{85}$ (km/h)	$\Delta f_{y,BMs}$
120	120	72.0	68.5	-6	3	-0.024
130	130	72.9	69.5	-6	3	-0.008
<b>136</b>	<b>136</b>	73.4	70.1	-6	<b>3</b>	<b>0.000</b>
<b>157</b>	<b>140</b>	75.1	70.9	-6	<b>4</b>	<b>0.000</b>
<b>215</b>	<b>150</b>	78.8	72.8	-6	<b>6</b>	<b>0.000</b>
<b>290</b>	<b>160</b>	82.3	74.6	-6	<b>8</b>	<b>0.000</b>
<b>390</b>	<b>170</b>	85.8	76.4	-6	<b>9</b>	<b>0.000</b>
<b>470</b>	<b>177</b>	88.0	77.5	-6	<b>10</b>	<b>0.000</b>
<b>479</b>	<b>180</b>	88.3	77.8	-6	<b>10</b>	<b>0.003</b>
<b>509</b>	<b>190</b>	89.0	78.5	-6	<b>10</b>	<b>0.013</b>
<b>538</b>	<b>200</b>	89.6	79.1	-6	<b>10</b>	<b>0.021</b>
<b>688</b>	<b>250</b>	92.5	82.0	-6	<b>10</b>	<b>0.056</b>
<b>841</b>	<b>300</b>	94.9	84.4	-6	<b>10</b>	<b>0.080</b>
<b>996</b>	<b>350</b>	96.9	86.4	-6	<b>10</b>	<b>0.098</b>
<b>&gt; 1300</b>	<b>400</b>	100.0	88.6	-6	<b>11</b>	<b>0.109</b>

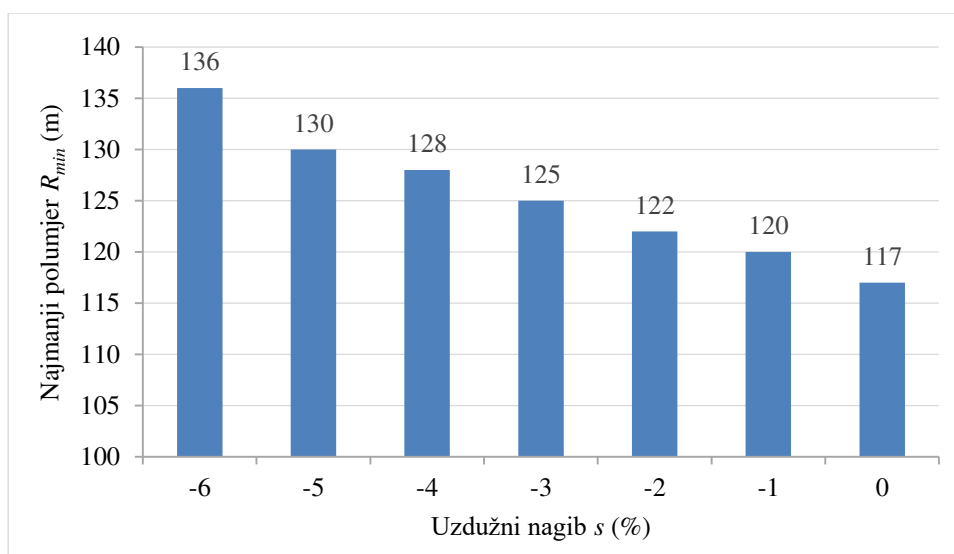


**Slika 8.1** Najveći dopušteni polumjeri susjednih krivina prema unaprijedenom kriteriju konzistencije ( $s = -6\%$ )

Nadalje, budući da je u obzir uzeta i činjenice da u blažim krivinama vozači ne prelaze brzinu od oko 100 km/h, slijedi da za krivine polumjera većeg od 350 m zapravo nije ograničena

vrijednost  $R_{l,max}$ . Drugim riječima, za susjednu krivinu moguće je primijeniti i znatno veći polumjer, a da istovremeno budu zadovoljena oba razmatrana kriterija konzistencije ( $\Delta\hat{V}_{85} \leq 20$  km/h i  $\Delta f_y > 0.00$ ). Naime, prema izrazu (7.7) (prema kojem je izračunata operativna brzina susjedne krivine  $\hat{V}_{85,R1}$ ) brzina od 100 km/h ostvaruje se za sve polumjere veće od 1300 m.

Prikazani postupak proveden je i za druge uzdužne nagibe (od 0 do -6%), a vrijednosti izračunatih najmanjih polumjera koji zadovoljavaju osnovne kriterije konzistencije, prikazane su na slici 8.2.

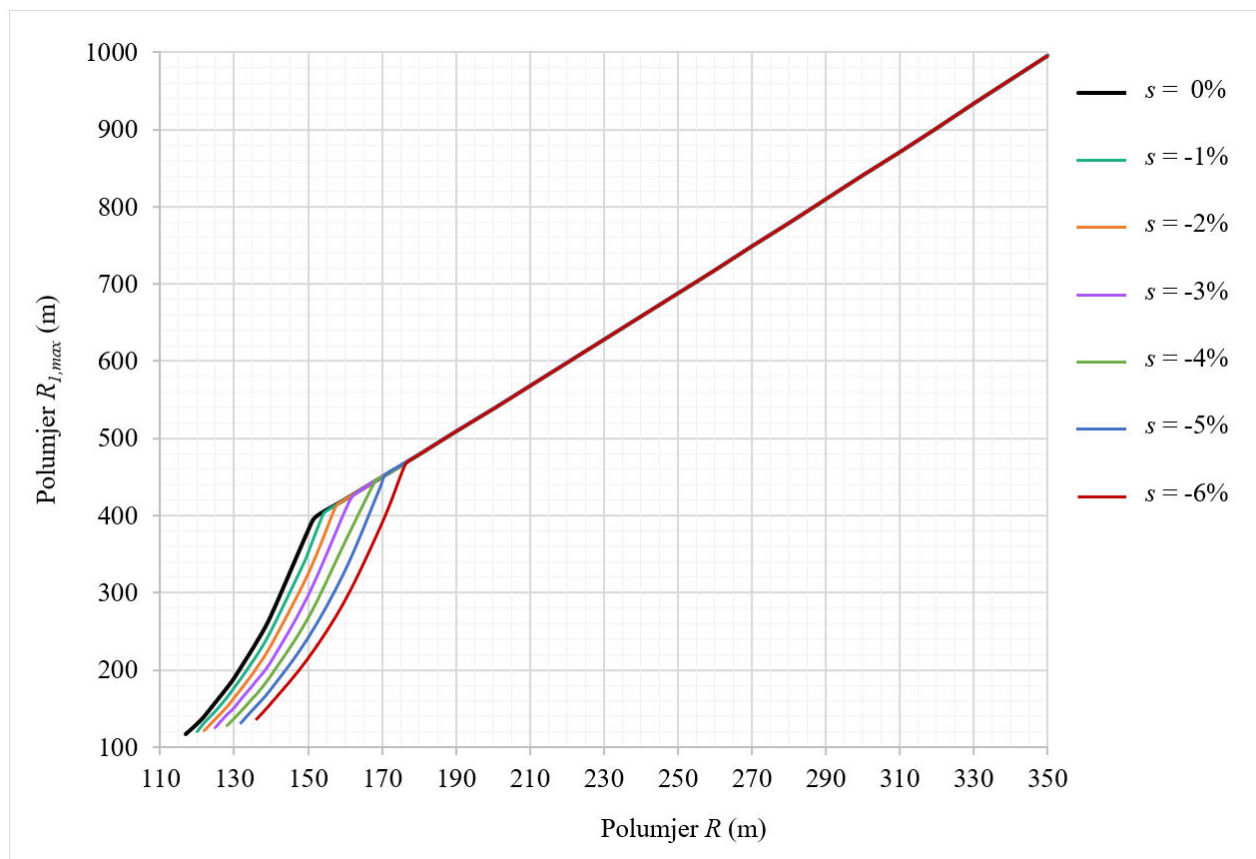


**Slika 8.2** Najmanji polumjeri krivine koji zadovoljavaju osnovne kriterije konzistencije, za različite uzdužne nagibe

Sa slike 8.2 može se vidjeti da su za strmije padove definirane veće vrijednosti najmanjeg polumjera krivine. Takvi rezultati su i logični s obzirom da horizontalna krivina u padu predstavlja najkritičniju situaciju u smislu sigurnosti. Uvjeti krivine u padu, kao i usporenje koje takve situacije podrazumijevaju, doprinose prebacivanju težine na prednje kotače vozila. Uslijed toga dolazi do porasta korištenja koeficijenta poprečnog otpora trenja na stražnjim kotačima, potrebnog da bi se zadržalo kružno gibanje. Nadalje, veći padovi podrazumijevaju i intenzivnije korištenje trenja u uzdužnom smjeru ( $f_x$ ), što rezultira smanjenjem margine sigurnosti (uslijed manjih vrijednosti koeficijentata raspoloživog poprečnog otpora trenja). Stoga, prema kriteriju konzistencije dinamike vožnje u krivini, slijedi da niže potrebne razine margina sigurnosti rezultiraju većim vrijednostima najmanjih primjenjivih polumjera krivine.

Osim najmanjih polumjera krivina za osiguranje konzistencije, za različite uzdužne nagibe (od 0 do -6%) definirane su i vrijednosti najvećih primjenjivih polumjera susjedne krivine  $R_{l,max}$  (Slika 8.3).





**Slika 8.3** Najveći dopušteni polumjeri susjednih krivina za različite uzdužne nagibe

Izgled dijagrama sa slike 8.3 jasno je definiran primjenom različitih kriterija konzistencije. Naime, dok je u području krivina malih polumjera (do polumjera od 152 odnosno 177 m, ovisno o uzdužnom nagibu) mjerodavan kriterij 3, u blažim krivinama se kritičnije vrijednosti polumjera definiraju prema kriteriju konzistencije operativnih brzina susjednih elemenata (kriterij 2). Nadalje, sa slike 8.3 može se vidjeti da u području oštrijih krivina veći pad zahtijeva manji raspon primjenjivih polumjera susjednih krivina, što je očekivan i logičan rezultat. Uslijed smanjene razine margine sigurnosti na većem padu, potrebne su i manje vrijednosti najvećih primjenjivih polumjera susjedne krivine ( $R_{I,max}$ ) jer na iznos margine sigurnosti značajno utječe i sama brzina u krivini. Da bi se na većem padu došlo do granične margine sigurnosti ( $\Delta f_y = 0.00$ ), potrebna je manja operativna brzina u krivini, koja se ostvaruje pri manjem polumjeru susjedne krivine ( $R_I$ ). Tako na primjer, za krivinu od  $R = 150$  m, za cestu bez uzdužnog nagiba ( $s = 0\%$ ) najveća dozvoljena vrijednost polumjera susjedne krivine iznosi  $R_{I,max} = 380$  m, dok je za najveći razmatrani pad ( $s = -6\%$ ) to značajno niža vrijednost od  $R_{I,max} = 215$  m.

S obzirom da operativna brzina ne ovisi o uzdužnom nagibu (za  $s \leq -6\%$ ), najveće vrijednosti polumjera susjedne krivine  $R_{I,max}$  u području blažih krivina imaju iste vrijednosti za sve razmatrane uzdužne nagibe. Također, u blažim krivinama nije ograničena najveća dopuštena

vrijednost polumjera susjedne krivine zbog činjenice da operativna brzina na vangradskim cestama ima određenu gornju granicu (oko 100 km/h). Tako za krivine  $R \geq 350$  m nije ograničena vrijednost  $R_{l,max}$  jer su i za susjedne krivine velikih polumjera zadovoljeni razmatrani kriteriji konzistencije.

Kako se u hrvatskom Pravilniku [19] primjenjuje računski umjesto operativne brzine, istražen je i utjecaj računski brzine na najveće dopuštene polumjere susjednih krivina (Tablica 8.2). Uz uvažavanje osnovnih kriterija konzistencije, kao i nedostataka primjene kriterija konzistencije postojećih smjernica (uočenih u radu [136]), definirani su primjenjivi polumjeri susjednih krivina. Pri tome su margine sigurnosti računate prema osnovnom modelu materijalne točke pa je usvojena Lamm-ova granična vrijednosti “primjenjivog područja“ ( $\Delta f_y > -0,04$ ). Također su razmatrana dopuštena odstupanja brzina susjednih elemenata za “primjenjivo područje“ ( $\Delta V_r \leq 20$  km/h) u blažim krivinama, dok je u krivinama malih polumjera ( $R \leq 350$  m) u obzir uzeta niža vrijednost (definirana za “dobro područje“  $\Delta V_r \leq 10$  km/h). Koeficijenti najvećeg uzdužnog i poprečnog otpora trenja ( $f_{x,max}$  i  $f_{y,max}$ ) zasnivaju se na Lamm-ovoj sveukupnoj krivulji trenja (jednadžbe 5.5 i 5.6), a za koeficijente dopuštenog poprečnog otpora trenja  $f_{y,dop}$  primijenjen je stupanj iskorištenosti raspoložive vrijednosti trenja za postojeće ceste ( $n = 60\%$ ).

**Tablica 8.2** Najveći dopušteni polumjeri susjednih krivina za “primjenjivo područje“, definirani uz primjenu osnovnog modela materijalne točke i računskih brzina

$R_{l,max}$ (m)	$R$ (m)	$V_{r,RI}$ (km/h)	$V_{r,R}$ (km/h)	$\Delta V_r$ (km/h)	$f_{y,max}$	$f_{y,dop}$	$f_y$	$\Delta f_y$
25	25	33.7	33.7	0	0.411	0.246	0.287	-0.040
80	50	55.8	45.7	10	0.370	0.222	0.259	-0.037
145	100	71.4	61.3	10	0.323	0.194	0.226	-0.032
205	150	82.4	72.5	10	0.294	0.176	0.206	-0.029
265	200	91.2	81.4	10	0.273	0.164	0.191	-0.027
330	250	99.5	89.1	10	0.257	0.154	0.180	-0.026
> 340	300	100.0	95.8	4	0.244	0.146	0.171	-0.024
> 340	350	100.0	100.0	0	0.236	0.141	0.165	-0.023

Budući da se računski brzina određuje prema osnovnom izrazu poprečne stabilnosti vozila u krivini, neovisno o utjecaju okolnih elemenata, tako i margina sigurnosti definirana temeljem računski brzine ne ovisi o polumjeru prethodne krivine. S obzirom na činjenicu da je računski brzina manja od operativne, i rezultirajuće margine sigurnosti većeg su iznosa nego uz primjenu operativne brzine. Uslijed većih rezultirajućih margina sigurnosti zasnovanih na računskim brzinama, minimalni primjenjivi polumjer prema kriteriju 3 iznosio bi samo 25 m. Takva vrijednost minimalnog polumjera neusporedivo je manja od vrijednosti dobivene pomoću

operativnih brzina (oko 140 m, prema [136]) te se ne može smatrati mjerodavnom. Stoga se može zaključiti da uz primjenu računskih brzina nije realno razmatrati kriterij konzistencije dinamike vožnje u krivinama. Uz već uočeni rizik primjene računske umjesto (veće) operative brzine u smislu odabira manjih poprečnih nagiba od potrebnih, rezultati provedene analize ukazuju na dodatni nedostatak. Naime, na temelju nerealne računske brzine nije moguće ispravno primijeniti, ne samo kriterije konzistencije koji se zasnivaju na operativnoj brzini (1 i 2), već i kriterij konzistencije dinamike vožnje u krivini.

Najznačajniji doprinos ovoga dijela rada jest izrada poboljšanih dijagrama primjenjivih polumjera susjednih krivina bez međupravca, za različite uzdužne nagibe (Slika 8.3). U usporedbi s dijagramima iz postojećih smjernica za projektiranje koji se temelje isključivo na kriteriju konzistencije operativnih brzina susjednih krivina (slike 3.2 i 3.5), poboljšanje se u prvom planu odnosi na uvažavanje i kriterija dinamike vožnje u krivini. Pri tome je primijenjen unaprijeđeni kriterij dinamike vožnje, zasnovan na bicikl-modelu vozila, u kombinaciji s modeliranim operativnim brzinama i proračunatim kritičnim polumjerima putanje vozila. Budući da se prema hrvatskom Pravilniku za projektiranje [19] koristi računski brzina koja ne opisuje dovoljno precizno stvarno ponašanje vozača, veliki iskorak napravljen je definiranjem modela za predviđanje operativnih brzina temeljem lokalnih podataka s terena. Ukoliko se, uz pouzdaniju provjeru konzistencije brzina, razmotre i preciznije margine sigurnosti (izračunate pomoću bicikl-modela vozila), osigurana je značajno vjerodostojnija i temeljitija provedba koncepta konzistencije koja, u konačnici, omogućava i veću razinu sigurnosti. Najvažniji rezultat dijagrama sa slike 8.3 jest definiranje najmanjeg primjenjivog polumjera horizontalne krivine uz čiju primjenu su zadovoljeni osnovni kriteriji konzistencije, a koji za najkritičniji razmatrani uzdužni nagib ( $s = -6\%$ ) iznosi 136 m.

## 8.2 Polumjeri susjednih krivina s međupravcem

Osim dijagrama dopuštenih polumjera susjednih krivina bez međupravca, uz primjenu unaprijeđenog kriterija konzistencije izrađeni su i dijagrami za slučaj susjednih krivina između kojih se nalazi pravac. U hrvatskom Pravilniku za projektiranje [19] preporučene su najmanje i najveće duljine pravca. Pri tome su najmanje duljine pravca određene s ciljem osiguranja konzistencije horizontalnog toka trase, dok su najveće dozvoljene vrijednosti definirane kriterijem monotonije vožnje (umor vozača) [104]. Preporučena najmanja duljina pravca (u metrima), za slučaj protusmjernih krivina prema hrvatskom Pravilniku [19] iznosi dvije projektne brzine ( $2 \cdot V_p$ ),

dok je najveća vrijednost dvadeset projektnih brzina ( $20 \cdot V_p$ ). U novim njemačkim smjernicama [45], najveća duljina pravca ograničena je na 1500 m.

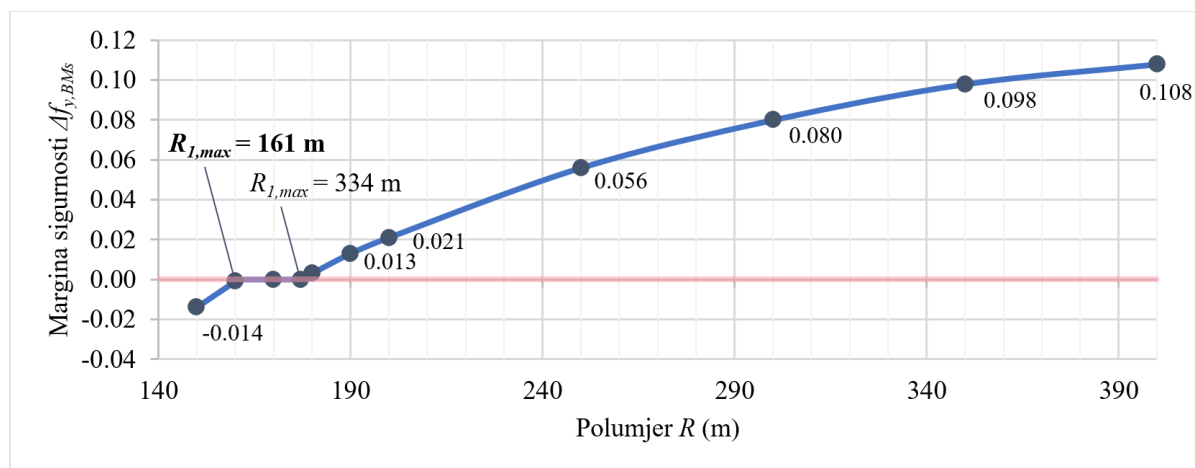
Ukoliko se radi o kraćem (zavisnom) pravcu, vozači ne uspijevaju ostvariti željenu brzinu pa se prema Lamm-u i dr. [104], utjecaj kraćih pravaca prilikom provjere kriterija konzistencije može zanemariti. Lamm je definirao izraz za graničnu duljinu nezavisnog pravca (jednadžba 3.12), ovisno o operativnim brzinama susjednih elemenata. Tako na primjer, za slučaj najveće dopuštene promjene brzina (za operativne brzine u susjednim krivinama od 100 i 80 km/h), granična vrijednost nezavisnog pravca iznosila bi 163 m. S obzirom da je prema nekim autorima to veća vrijednost (200 m prema Misaghi-u i Hassan-u [66], 500 m prema Perco [105], a 300 m prema novim njemačkim smjernicama [45]), za graničnu duljinu nezavisnog pravca u svrhu izrade dijagrama primjenjivih polumjera, odabrana je vrijednost od 200 m.

Stoga je najprije proveden postupak određivanja primjenjivih polumjera susjednih krivina s međupravcem duljine  $L_p = 200$  m, za uzdužni nagib od  $s = -6\%$  (Tablica 8.3 i Slika 8.4). Kao i za slučaj susjednih krivina bez međupravca, razmatrani su Lamm-ovi 2. i 3. kriterij konzistencije. Vodilo se računa o zadovoljavanju najveće dopuštene razlike operativnih brzina susjednih elemenata od  $\Delta \hat{V}_{85} \leq 10$  km/h jer je za slučaj krivine kojoj prethodi dugi (nezavisni) pravac zabranjeno korištenje “primjenjivog područja“ [3]. U sklopu provjere kriterija dinamike vožnje u krivini, računate su margine sigurnosti do proklizavanja prema unaprijeđenom kriteriju konzistencije  $\Delta f_{y,BMs}$  (uz primjenu bicikl-modela vozila, modeliranih operativnih brzina i proračunatih kritičnih polumjera putanje vozila). Pri tome su, kao granične vrijednosti, razmatrane pozitivne margine sigurnosti ( $\Delta f_y > 0.00$ ). Operativne brzine na pravcu  $\hat{V}_{85,Lp}$  računate su prema izrazu (6.2), dok je za analiziranu krivinu polumjera  $R$  primijenjen model definiran jednadžbom (6.4). Analizirane su samo krivine u padu (uzdužnog nagiba od 0 do  $-6\%$ ), uz usporenu od  $a_x = -0.85$  m/s<sup>2</sup>.

Provedenom analizom utvrđena je vrijednost najmanjeg primjenjivog polumjera krivine od 161 m. Kao i u slučaju susjednih krivina bez međupravca, najmanji primjenjivi polumjer krivine definiran je temeljem kriterija konzistencije dinamike vožnje (kriterij 3), uz zadovoljenje i kriterija 2 ( $\Delta \hat{V}_{85} \leq 10$  km/h). Osim najmanjeg primjenjivog polumjera, određene su i vrijednosti najvećih dopuštenih polumjera susjedne krivine  $R_{I,max}$ . Za oštrije krivine ( $161 \leq R < 177$  m) mjerodavan je kriterij 3, dok je za krivine  $R \geq 177$  m kritičniji kriterij 2. S obzirom da na ravnijim dijelovima trase operativna brzina ne prelazi vrijednost od oko 100 km/h, slijedi da za krivine  $R \geq 450$  m nije ograničena vrijednost  $R_{I,max}$ .

**Tablica 8.3** Najveći dopušteni polumjeri susjednih krivina s međupravcem ( $L_p = 200$  m), definirani temeljem unaprijeđenog kriterija konzistencije ( $s = -6\%$ )

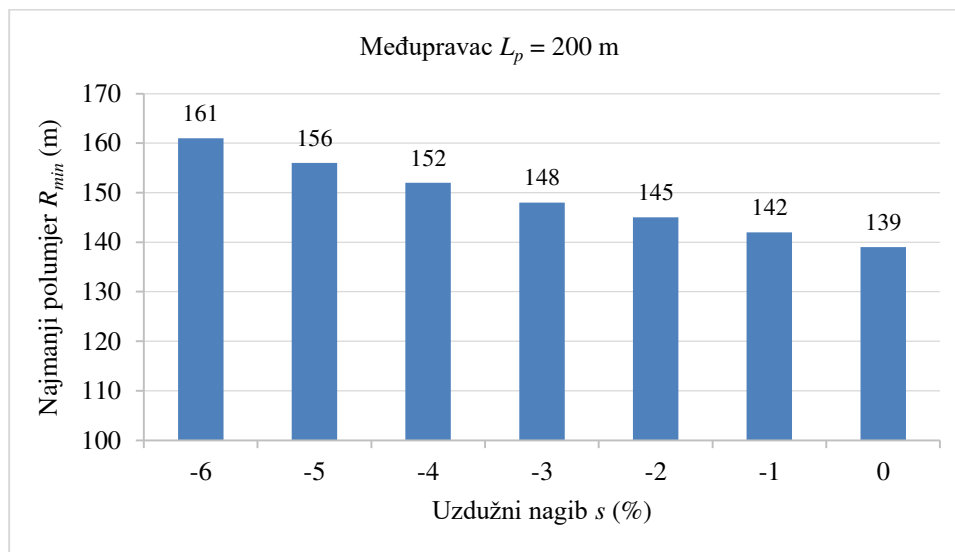
$R_{I,max}$ (m)	$L_p$ (m)	$R$ (m)	$\hat{V}_{85,Lp}$ (km/h)	$\hat{V}_{85,R}$ (km/h)	$s$ (%)	$\Delta\hat{V}_{85}$ (km/h)	$Af_{y,BMs}$
150	200	150	81.9	73.9	-6	8	-0.014
160	200	160	82.6	74.7	-6	8	-0.001
<b>161</b>	<b>200</b>	<b>161</b>	82.6	74.8	-6	8	<b>0.000</b>
<b>171</b>	<b>200</b>	<b>162</b>	83.1	75.0	-6	8	<b>0.000</b>
<b>249</b>	<b>200</b>	<b>170</b>	85.9	76.4	-6	9	<b>0.000</b>
<b>326</b>	<b>200</b>	<b>176</b>	87.9	77.4	-6	10	<b>0.000</b>
<b>334</b>	<b>200</b>	<b>177</b>	88.0	77.5	-6	10	<b>0.000</b>
<b>336</b>	<b>200</b>	<b>178</b>	88.1	77.6	-6	10	<b>0.001</b>
<b>341</b>	<b>200</b>	<b>180</b>	88.3	77.8	-6	10	<b>0.003</b>
<b>367</b>	<b>200</b>	<b>190</b>	89.0	78.5	-6	10	<b>0.013</b>
<b>393</b>	<b>200</b>	<b>200</b>	89.6	79.1	-6	10	<b>0.021</b>
<b>529</b>	<b>200</b>	<b>250</b>	92.5	82.0	-6	10	<b>0.056</b>
<b>676</b>	<b>200</b>	<b>300</b>	94.9	84.4	-6	10	<b>0.080</b>
<b>830</b>	<b>200</b>	<b>350</b>	96.9	86.4	-6	10	<b>0.098</b>
<b>990</b>	<b>200</b>	<b>400</b>	98.6	88.1	-6	10	<b>0.108</b>
<b>1150</b>	<b>200</b>	<b>450</b>	100.0	89.6	-6	10	<b>0.124</b>
<b>&gt;1100</b>	<b>200</b>	<b>500</b>	100.0	90.4	-6	10	<b>0.136</b>



**Slika 8.4** Najveći dopušteni polumjeri susjednih krivina s međupravcem ( $L_p = 200$  m), prema unaprijeđenom kriteriju konzistencije ( $s = -6\%$ )

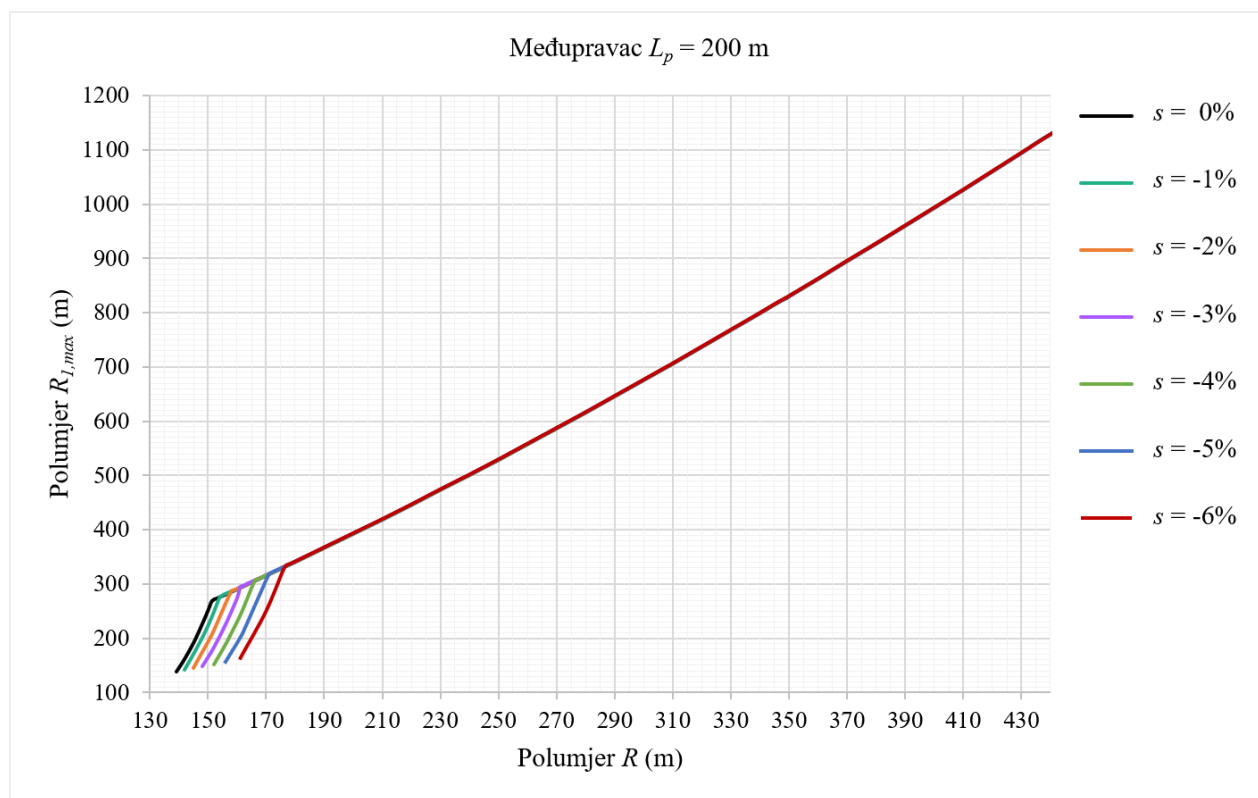
Sljedeći korak bio je definiranje najmanjih primjenjivih polumjera (koji zadovoljavaju osnovne kriterije konzistencije) i za druge uzdužne nagibe, za slučaj međupravca  $L_p = 200$  m (Slika 8.5). U usporedbi s rezultatima za slučaj susjednih krivina bez međupravca (Slika 8.2), može se uočiti da, uslijed većih brzina vožnje, međupravac doprinosi povećanju vrijednosti

najmanjih polumjera krivina. Nadalje, kao i kod susjednih krivina bez međupravca, uočen je trend opadanja  $R_{min}$  na blažim padovima.



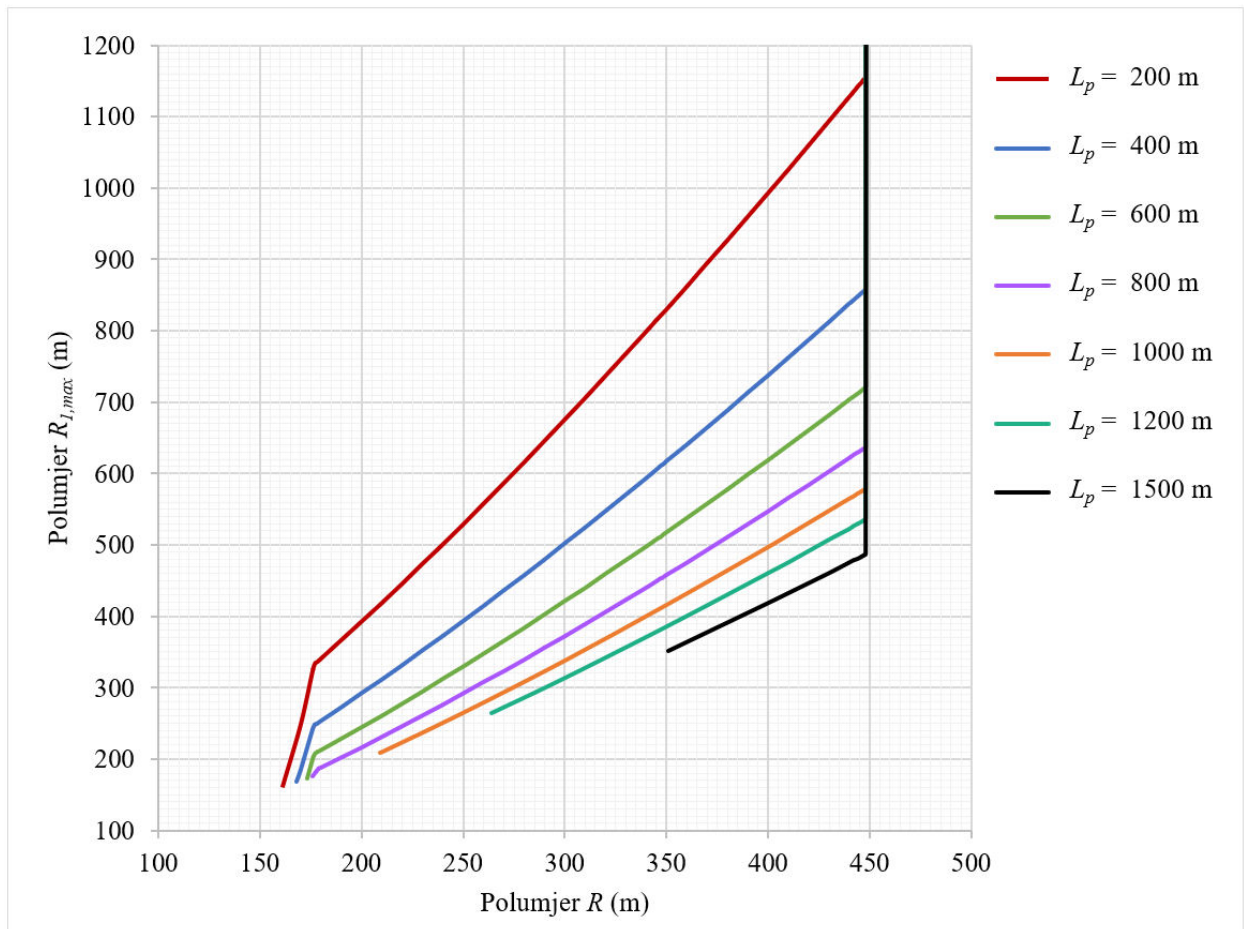
**Slika 8.5** Najmanji polumjeri krivine za slučaj susjednih krivina s međupravcem ( $L_p = 200$  m) koji zadovoljavaju osnovne kriterije konzistencije, za različite uzdužne nagibe

Za slučaj međupravca duljine  $L_p = 200$  m definirane su i vrijednosti najvećih dopuštenih polumjera susjedne krivine  $R_{I,max}$ , za različite uzdužne nagibe (od 0 do -6%), kao što je prikazano na slici 8.6. Oblik dijagrama sa slike 8.6 sličan je onome za susjedne krivine bez međupravca što proizlazi iz činjenice da je za krivine malih polumjera mjerodavan kriterij konzistencije dinamike vožnje, odnosno kriterij konzistencije operativnih brzina u području blažih krivina. U krivinama polumjera do 152 m (za  $s = 0\%$ ), odnosno 177 m (za  $s = -6\%$ ), vrijednosti  $R_{I,max}$  definirane su temeljem kriterija 3, dok se u krivinama većih polumjera kritičnije vrijednosti definiraju prema kriteriju 2 ( $\Delta\hat{V}_{85} \leq 10$  km/h). Uz uvažavanje činjenice da operativna brzina ima gornju graničnu vrijednost (100 km/h), slijedi da za krivine  $R \geq 450$  m nije ograničena vrijednost  $R_{I,max}$ .



**Slika 8.6** Najveći dopušteni polumjeri susjednih krivina s međupravcem ( $L_p = 200$  m), za različite uzdužne nagibe

Sljedeći logičan korak bilo je definiranje dopuštenih polumjera krivina i za dulje međupravce. Kao što je prikazano na slici 8.7, razmatrane su situacije susjednih krivina s međupravcem od 200 do 1500 m, s korakom od 200 m. Razmatrajući prikazane vrijednosti, može se uočiti da općenito dulji međupravci zahtijevaju veće vrijednosti najmanjih primjenjivih polumjera krivine. Na primjer, dok za slučaj međupravca duljine  $L_p = 200$  m najmanji primjenjivi polumjer krivine u svrhu osiguranja konzistencije iznosi 161 m, u situaciji najduljeg pravca ( $L_p = 1500$  m), za susjednu krivinu ne bi se smio primjenjivati polumjer manji od 351 m. Pri tome su vrijednosti najmanjih primjenjivih polumjera krivina za međupravce duljine do 800 m definirane prema kriteriju konzistencije dinamike vožnje, dok je za dulje međupravce kritičniji kriterij konzistencije operativnih brzina. Također se može uočiti trend smanjenog raspona primjenjivih polumjera u situacijama s duljim međupravcima što se može objasniti činjenicom da je utjecaj polumjera prethodne krivine manji što je veći  $L_p$ . Naime, budući da operativna brzina na pravcu, uz samu duljinu pravca ovisi i o polumjerima okolnih krivina, za kraće međupravce dopuštene su veće vrijednosti polumjera susjednih krivina.



**Slika 8.7** Najveći dopušteni polumjere susjednih krivina za različite duljine međupravaca ( $s = -6\%$ )

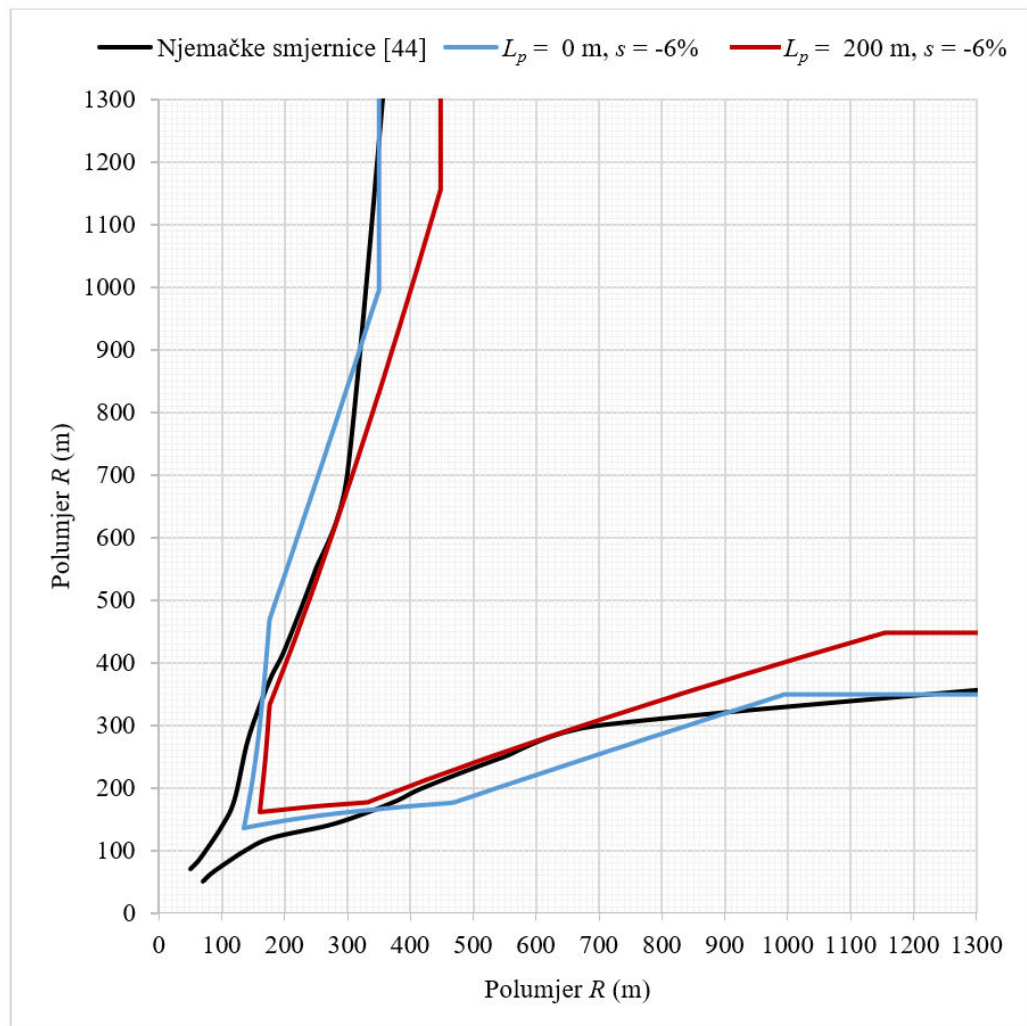
U sklopu koncepta konzistencije horizontalnog toka trase u procedurama projektiranja aktualnih smjernica definiran je odnos duljine pravca i polumjera susjedne krivine. Međutim, pri tome se vodilo računa samo o konzistenciji operativne brzine, ne i o razini margine sigurnosti do proklizavanja. Također je zanemarena i činjenica da brzina na pravcu ovisi, ne samo o duljini pravca, nego i o polumjeru prethodne krivine. Stoga su u ovome dijelu rada izrađeni dijagrami primjenjivih polumjera susjednih krivina s međupravcem, uz primjenu kriterija konzistencije operativnih brzina susjednih elemenata (temeljem modela operativnih brzina ovisno o utjecaju okolnih elemenata) te razmatranjem unaprijeđenog kriterija dinamike vožnje u krivini. Dijagram sa slike 8.6 odnosi se na međupravec granične duljine zavisnog pravca ( $L_p = 200$  m), za različite uzdužne nagibe. Na slici 8.7 prikazani su dijagrami primjenjivih polumjera susjednih krivina s međupravcima različitih duljina, od najmanje granične do najveće dozvoljene duljine pravca ( $L_p = 1500$  m), za uzdužni nagib od  $s = -6\%$ . Prema prikazanim rezultatima može se uočiti da bi kombinacija pravca duljine  $L_p = 200$  m te krivine polumjera manjeg od 161 m rezultirala nekonzistentnim tokom trase, odnosno bila bi ugrožena konzistencija dinamike vožnje u krivini.



### 8.3 Diskusija i zaključci

Cestu visoke razine konzistencije i sigurnosti karakterizira usklađenost susjednih elemenata trase, čime se vozačima osigurava udobna, sigurna i ekonomična vožnja željenom brzinom, bez situacija koje zahtijevaju nagle i velike promjene brzine. U svrhu što jednostavnijeg postizanja konzistencije toka trase, postojeće procedure projektiranja sadrže dijagrame primjenjivih polumjera susjednih krivina, kao i preporučene vrijednosti duljine pravca i polumjera susjedne krivine. Iako su postojeći dijagrami zasnovani na kriteriju konzistencije operativnih brzina, koji se bez dvojbe može nazvati najučinkovitijom mjerom za osiguranje harmonične vožnje, zanemarivanje kriterija konzistencije dinamike vožnje predstavlja veliki nedostatak. Uključivanjem i kriterija konzistencije dinamike vožnje u postupak izrade dijagrama polumjera susjednih krivina, dobiju se znatno drugačije vrijednosti od preporučenih aktualnim smjernicama za projektiranje. Koliki je učinak uključivanja kriterija konzistencije dinamike vožnje na vrijednosti dopuštenih polumjera, najlakše je uočiti uspoređujući dijagrame primjenjivih polumjera prema novom pristupu s vrijednostima definiranim postojećim smjernicama za projektiranje. Stoga je na slici 8.8 izvršena usporedba primjenjivih polumjera susjednih krivina definiranih uz primjenu unaprijeđenog kriterija konzistencije s dopuštenim vrijednostima prema njemačkim smjernicama za projektiranje [44] (Slika 3.2). S obzirom da je hrvatski Pravilnik zasnovan na starijim njemačkim smjernicama, za usporedbu je odabran noviji dijagram. Uspoređeni su primjenjivi polumjeri susjednih krivina bez međupravca i s međupravcem granične duljine nezavisnog pravca ( $L_p = 200$  m), za najkritičniji razmatrani uzdužni nagib od -6% (definirani u tablicama 8.1 i 8.3).

Iz usporedbe prikazane na slici 8.8 može se uočiti da primjenjivi polumjeri definirani smjernicama za projektiranje odstupaju od vrijednosti dobivenih u ovome radu, kako za slučaj bez međupravca, tako i za slučaj s međupravcem duljine 200 m. U određenim područjima mogu se i uočiti približna poklapanja vrijednosti, što se može objasniti činjenicom da je dijagram iz njemačkih smjernica višenamjenski odnosno primjenjuje se i za krivine bez međupravca, kao i za situacije s međupravcem kraćim od 300 m. Tako su za slučaj bez međupravca, slične vrijednosti definirane u krivinama polumjera većih od oko 900 m, dok za slučaj s međupravcem vrijednosti ne odstupaju značajnije u području krivina s polumjerima od oko 400 do 700 m.



**Slika 8.8** Dopušteni polumjeri susjednih krivina prema njemačkim smjernicama [44] i unaprijeđenom kriteriju konzistencije za  $s = -6\%$  (bez međupravca i s međupravcem duljine  $L_p = 200$  m)

Nadalje, razlike u primjenjivim polumjerima djelomično su uzrokovane i primjenom različitih modela operativnih brzina, ali ipak, ona najznačajnija odstupanja, u području oštrijih krivina, rezultat su primjene kriterija konzistencije dinamike vožnje koji je pri izradi dijagrama aktualnih smjernica za projektiranje u potpunosti zanemaren. Stoga je definitivno najvažniji zaključak provedene usporedbe da primjena kriterija konzistencije dinamike vožnje u kombinaciji s operativnim brzinama, rezultira većim vrijednostima najmanjih polumjera kao i užim rasponom primjenjivih polumjera u području oštrijih krivina, nego prema postojećim smjernicama za projektiranje. Upravo u primjeni premalih vrijednosti minimalnih polumjera horizontalnih krivina, u kojima (uz vožnju operativnom brzinom) nije osigurana najmanja potrebna margina sigurnosti do proklizavanja, zapravo se može pronaći mogući uzrok izrazito većeg broja prometnih nesreća u oštrijim krivinama. Stoga vrijednosti definirane za krivine manjih polumjera, predstavljaju najveći doprinos novog pristupa. Usvajanjem većih vrijednosti najmanjih primjenjivih polumjera napravio

bi se ogroman iskorak u projektiranju sigurnijih cesta jer bi se eliminirale lokacije koje se prema postojećim podacima o prometnim nesrećama, nedvojbeno mogu nazvati “crnim točkama” prometnog sustava. Veća vrijednost najmanjeg primjenjivog polumjera rezultat je primjene kriterija konzistencije dinamike vožnje u krivini pa je i prema osnovnom modelu materijalne točke uz utjecaj operativne brzine [136] definirana vrijednost od oko 140 m, koja značajno odstupa od najmanjih polumjera krivina prema smjernicama za projektiranje. Najmanji polumjer krivine prema postojećim smjernicama određen je osnovnim izrazom poprečne stabilnosti vozila u krivini, vodeći računa samo o usklađenosti projektne brzine, najvećeg dopuštenog poprečnog nagiba te dopuštenog koeficijenta poprečnog otpora trenja. Takvim pristupom krivina se promatra kao zaseban element, ne vodeći računa o konzistenciji toka trase. Procedura projektiranja definirana u smjernicama zamišljena je na način da se projektom zadatkom definira projektna brzina, na temelju koje se određuje vrijednost najmanjeg polumjera krivine, nakon čega slijedi provjera konzistencije toka trase. Definiranjem dopuštenih polumjera krivina uz čiju primjenu su zadovoljeni i osnovni kriteriji konzistencije, znatno bi se olakšao sam postupak projektiranja te bi se smanjio broj radnji koje projektant mora izvršiti prilikom odabira elemenata horizontalnog toka trase.

Neprimjerenost koncepta projektiranja aktualnih smjernica naročito je izražena kod cesta nižih kategorija, odnosno kod cesta s manjim projektom brzinama. Na primjer, za projektnu brzinu od 50 km/h, prema većini postojećih smjernica za projektiranje definiran je najmanji polumjer horizontalne krivine od oko 80 m. Usvajanjem tako male vrijednosti najmanjeg polumjera krivine znatno je podcijenjen minimalni polumjer od 136 m, potreban za osiguranje konzistencije toka trase uz vožnju operativnom brzinom. Osim definiranih neprikladnih vrijednosti minimalnih polumjera krivina u hrvatskom Pravilniku za projektiranje [19], za ceste nižih kategorija postoji dodatni nedostatak. Naime, prema [19] se kod cesta nižeg ranga (3., 4. i 5. kategorije) za računsku brzinu usvaja projektna brzina, čime se automatski podcjenjuju operativne brzine pa se takav stav u projektiranju može smatrati potpuno neprimjerenim.

Najveći iskorak u cjelokupnom konceptu projektiranja napravljen je u novim njemačkim smjernicama, iz 2012. godine [45], prema kojima je na svim vangradskim cestama zabranjena primjena polumjera manjih od 200 m. Iznimno se za ceste najniže, 4. klase može primijeniti do 15% manja vrijednost, što bi iznosilo 170 m, ali u tome slučaju odnos prema okolnim elementima treba biti u “dobrom području”. Stoga se može zaključiti kako rezultati ovoga rada ukazuju na potrebu za povećanjem najmanjih primjenjivih polumjera definiranih u sklopu hrvatskog Pravilnika [19], što je svakako u skladu s preporukama novog njemačkog koncepta projektiranja.

U istraživanju [136] definiran je najmanji primjenjivi polumjer krivine od oko 140 m za slučaj susjednih krivina bez međupravca odnosno od 150 m za situaciju susjednih krivina s međupravcem najmanje duljine zavisnog pravca. Pri tome su korišteni isti modeli operativnih brzina kao i u ovome dijelu rada (izrazi 6.4 i 7.7) te Lamm-ova sveukupna krivulja trenja (izrazi 5.5 i 5.6), ali uz primjenu osnovnog modela materijalne točke. Iako najmanji primjenjivi polumjeri krivine definirani temeljem bicikl-modela vozila (136 m bez međupravca odnosno 161 m s najkraćim nezavisnim međupravcem), ne odstupaju značajno od vrijednosti dobivene prema osnovnom modelu materijalne točke, doprinos je u preciznijem obrazloženju dobivene vrijednosti. Naime, dok se margine sigurnosti prema osnovnom modelu materijalne točke zasnivaju na gruboj procjeni stupnja iskorištenosti raspoložive vrijednosti trenja, uz primjenu bicikl-modela vozila definiraju se preciznije margine sigurnosti uz fizikalno objašnjenje dobivenih rezultata. Osim utjecaja operativne brzine, koja je uz primjenu osnovnog modela materijalne točke i razmatrana u radu [136], margine sigurnosti prema unaprijeđenom kriteriju konzistencije uključuju i utjecaj čimbenika koje jednostavnim modelom materijalne točke nije moguće uzeti u obzir. To su uzdužni nagib, izvedba vozila i promjena brzine, ali i utjecaj kritičnog polumjera putanje vozila. Primjenom unaprijeđenog kriterija konzistencije pruža se kompletnija slika cjelokupnog problema poprečne stabilnosti vozila u krivini, naglašavajući kompleksnost i zahtjevnost, kojoj sukladno tome treba i pristupiti s većom pažnjom. Prilikom definiranja sigurnosno najkritičnijih elemenata trase, projektant bi trebao biti svjestan svih čimbenika koji utječu na sigurnost u krivini, a uz primjenu unaprijeđenog kriterija konzistencije to je i omogućeno na relativno jednostavan način.

## **9 ZAKLJUČCI I PRAVCI DALJNJIH ISTRAŽIVANJA**

---

### **9.1 Zaključci**

Osnovna motivacija za odabir teme ove doktorske disertacije dobivena je iz statističkih podataka o prometnim nesrećama prema kojima se horizontalne krivine, naročito one malih polumjera, ističu kao lokacije povećanog rizika. Na temelju detaljnije analize prometnih nesreća u horizontalnim krivinama moglo bi se pretpostaviti kako su te nesreće uglavnom uzrokovane gubitkom stabilnosti vozila zbog prekoračenja raspoloživog poprečnog otpora trenja, uslijed brzine neprimjerene uvjetima na cesti. Međutim, na toj razini razmatranja, definiran mogući uzrok prometnih nesreća samo je pretpostavka koju se u ovome radu nastojalo obrazložiti na znanstveno utemeljen način. Pregledom dosadašnjih istraživanja i postojećih procedura za projektiranje horizontalnih krivina, uočeno je da se gubitak stabilnosti vozila u krivini najjednostavnije može prikazati konceptom margine sigurnosti, odnosno računanjem rezerve trenja do proklizavanja. Pri tome su uočeni određeni nedostaci u primjeni samog koncepta margine sigurnosti kao i manjkavosti procedura za projektiranje horizontalnih krivina aktualnih smjernica, u kojima bi se (barem djelomično) mogao pronaći odgovor na uzrok tako velikog broja prometnih nesreća u horizontalnim krivinama malih polumjera. Najvažniji uočeni nedostaci odnose se na izbor brzina mjerodavnih kod projektiranja, pretpostavku da polumjer putanje vozila odgovara projektiranom

polumjeru u osi ceste te na manjkavosti jednostavnog modela materijalne točke. Kako bi se odgovorilo na uočene nedostatke, provedeno je eksperimentalno istraživanje na dionici vangradske dvotračne ceste uz primjenu suvremenog GPS uređaja, čija osnovna svrha je bila prikupljanje podataka o stvarnom ponašanju vozača. U sklopu provedenog istraživanja analizirane su vožnje reprezentativnog uzorka vozača, u smislu ostvarenih brzina i izvedenih polumjera putanje vozila.

S obzirom na uočeni nedostatak hrvatskog Pravilnika za projektiranje [19] u smislu primjene računске brzine, analizirane su realne brzine vožnje te je izvršena usporedba operativnih i računskih brzina. Iz provedene usporedbe uočeno je da su operativne brzine veće od računskih u krivinama malih polumjera ( $R < 300$  m), što zapravo znači da se za najopasnije lokacije trase, odabiru poprečni nagib i zaustavna preglednost manjeg iznosa od onog potrebnog za sigurnu i udobnu vožnju. Iako su u hrvatskom Pravilniku [19] definirani kriteriji za osiguranje konzistencije brzina, uz nerealnu računsku brzinu njihova provedba ne može se smatrati vjerodostojnom. Dodatni nedostatak predstavlja činjenica da je način određivanja računске brzine definiran samo za horizontalne krivine, ne i za pravce pa je provjeru konzistencije brzina susjednih elemenata trase zapravo nemoguće provesti u cijelosti.

Upravo uočenim nedostacima primjene računске brzine naglašava se potreba za uključivanjem operativne brzine u postupak projektiranja, koju je najlakše predvidjeti pomoću regresijskih modela temeljem lokalnih podataka s terena. Stoga su, na osnovu podataka prikupljenih u sklopu eksperimentalnog istraživanja, uz primjenu višestruke regresijske analize, izrađeni modeli za predviđanje operativnih brzina za pravce i horizontalne krivine vangradskih dvotračnih cesta na temelju geometrijskih karakteristika trase. Definirani modeli zasnivaju se na kontinuirano snimljenim brzinama, uz primjenu visokofrekventnog GPS uređaja (10 Hz). Osim same činjenice da na području Republike Hrvatske do sada nisu vršena slična istraživanja, prednost definiranih modela operativnih brzina svakako je i u primjeni kontinuirano snimanih podataka, kao i GPS uređaja od 10 Hz. Iako je u literaturi zabilježeno nekoliko studija s modelima zasnovanim na kontinuirano snimanim brzinama, njihov broj daleko je manji od modela temeljem točkaste metode snimanja, a i korišteni su GPS uređaji znatno manje preciznosti.

Na temelju opsežnog pregleda literature, osmišljen je i detaljno razrađen plan izrade modela operativnih brzina kao i način na koji se one mogu što jednostavnije primijeniti u samom postupku projektiranja. Na primjeru podataka s analizirane dionice vangradske dvotračne ceste pokazano je da se na osnovu kontinuirano snimljenih podataka mogu izraditi pouzdani modeli za predviđanje operativnih brzina na pravcima i u horizontalnim krivinama različitih polumjera. Međutim,

potrebno je naglasiti da bi za definiranje statističkih modela operativnih brzina šire primjene, ipak trebalo razmotriti veći uzorak vozača, kao i više dionica vangradskih dvotračnih cesta, s različitim područja. U konačnici, pouzdani modeli za predviđanje operativnih brzina imali bi širok spektar primjene. Osim osiguranja konzistencije u smislu određivanja realnijih poprečnih nagiba i duljina zaustavne preglednosti, kao i konzistencije brzina susjednih elemenata trase, modelirane operativne brzine omogućile bi i određivanje realnijih margina sigurnosti.

S obzirom da vrijednost poprečnog otpora trenja (samim time i margina sigurnosti), između ostaloga ovisi i o polumjeru krivine, istraženi su i polumjeri putanje vozila razmatranog uzorka vozača. Primjenom višestruke regresijske analize, istražen je mogući utjecaj geometrijskih obilježja trase na vozačev izbor putanje vozila. Iako provedena analiza nije rezultirala statistički značajnim modelom, ustanovljeno je da vozači uglavnom izvode polumjer putanje vozila manji od projektiranog u osi ceste, neovisno od smjera vožnje. Stoga je na temelju rezultata provedenog istraživanja, uzimajući u obzir i saznanja prijašnjih studija, definiran izraz za proračun kritičnog polumjera putanje vozila. U svrhu izračuna realnijih koeficijenata poprečnog otpora trenja, kao i realnijih margina sigurnosti, predložena je primjena 12% manje vrijednosti od projektiranog polumjera krivine u osi ceste.

Osim vrijednosti brzina i polumjera koje se primjenjuju u smjernicama, a nisu u skladu sa stvarnim ponašanjem vozača, i promatranje vozila kao materijalne točke uz zanemarivanje brojnih utjecaja, također predstavlja veliki nedostatak. Stoga je najvažniji doprinos ovoga rada zapravo primjena fizikalnog modela vozila kojim se uzima u obzir prijenos opterećenja na pojedine osovine uslijed uzdužnog nagiba i promjene brzine, uz korištenje modeliranih operativnih brzina i proračunatih kritičnih polumjera putanje vozila. Primijenjen je bicikl-model za stacionarno stanje koji nije suviše kompliciran za primjenu, a s obzirom na broj ulaznih parametara i složenost proračuna, rezultira znatno realnijim i preciznijim marginama sigurnosti nego prema do sada korištenom jednostavnom modelu materijalne točke.

Koliko kompleksnost primijenjenog modela vozila utječe na realnost procjene margine sigurnosti, odnosno koliki je rizik primjene jednostavnog modela vozila, pokazano je kroz usporedbu rezultata prema osnovnom i modificiranom modelu materijalne točke te bicikl-modelu za stacionarno stanje gibanja. Na temelju provedene usporedbe može se zaključiti kako najjednostavniji model vozila rezultira nerealno velikim marginama sigurnosti u krivinama malih polumjera, na temelju kojih se može steći dojam veće sigurnosti nego što u stvarnosti zaista postoji. Budući da je primjena osnovnog modela materijalne točke u aktualnim procedurama projektiranja kombinirana s brzinama i polumjerima koji ne odgovaraju stvarnom ponašanju

vozača, to dodatno utječe na projektiranje nekonzistentnih krivina s povećanim potencijalom nastanka prometne nesreće. Primjena jednostavnog modela vozila, uz nerealnu brzinu i polumjer, rezultirat će marginom sigurnosti koja upućuje na veću rezervu trenja do proklizavanja od one stvarne. Stoga bi u konačnici, i provjera kriterija konzistencije dinamike vožnje na temelju tako nerealno definirane margine sigurnosti dovela do omogućavanja primjene manjeg polumjera od onog potrebnog za sigurnu vožnju.

Nadalje, na temelju usporedbe margina sigurnosti prema modelima vozila različite složenosti, također je uočeno kako se, za prosječno vozilo s pogonom na prednjim kotačima, najkritičnije vrijednosti u opasnijim situacijama (krivinama malih polumjera), definiraju prema bicikl-modelu za stražnju osovinu. Zatim je, uz primjenu usvojenog bicikl-modela vozila, provedena analiza koeficijenta poprečnog otpora trenja i odgovarajućih margina sigurnosti, za različite kombinacije uzdužnog nagiba i manevara u vožnji (promjena brzine). Iz provedene analize može se zaključiti da krivina malog polumjera na strmom padu uz smanjenje brzine, predstavlja najopasniju situaciju u smislu gubitka poprečne stabilnosti vozila u krivini.

Na koncu, prikazana je moguća primjena unaprijeđenog kriterija konzistencije dinamike vožnje u horizontalnim krivinama, u smislu određivanja primjenjivih polumjera susjednih krivina. Sva saznanja i doprinosi koji su ostvareni u ovoj doktorskoj disertaciji objedinjeni su u poglavlju 8, u sklopu kojega su izrađeni dijagrami primjenjivih polumjera susjednih krivina, za slučaj bez i s međupravcem. Primjenjivi polumjeri definirani su na temelju kriterija konzistencije operativne brzine susjednih elemenata trase, kao i kriterija konzistencije dinamike vožnje u krivini. Iako je učinkovitost Lamm-ovog kriterija dinamike vožnje potvrđena brojnim istraživanjima, njegova konkretna primjena do sada nije uvrštena u smjernice za projektiranje.

Svakako najvažniji doprinos poboljšanih dijagrama jest definiranje najmanjih dopuštenih polumjera kao i primjenjivih polumjera susjednih elemenata u području krivina malih polumjera. Primjena unaprijeđenog kriterija konzistencije dinamike vožnje u krivini rezultira većim vrijednostima najmanjih polumjera krivina, kao i užim rasponom primjenjivih polumjera u području krivina malih polumjera, nego prema aktualnim smjernicama za projektiranje. Prema većini smjernica za projektiranje dozvoljena je primjena krivina koje se prema statističkim podacima o prometnim nesrećama mogu nazvati "crnim točkama" prometnog sustava. Prema saznanjima do kojih se došlo u sklopu ovoga istraživanja, oblik dijagrama razdiobe prometnih nesreća, prikazanog na slici 1.2, u određenoj mjeri može se objasniti kombinacijom primjene odviše jednostavnog modela vozila, nerealne mjerodavne brzine i polumjera krivine te zanemarivanja kriterija konzistencije dinamike vožnje u postupku projektiranja. Stoga, jedan od



osnovnih doprinosa ovoga rada zapravo predstavlja fizikalno objašnjenje uzroka velikog broja prometnih nesreća u oštrijim krivinama. Uočavanje i definiranje uzroka prometnih nesreća u krivinama, koje u većini slučajeva imaju kobne posljedice, od presudne je važnosti za prijedlog mjera kojima bi se takve nesreće mogle izbjeći.

Kao projektantsko rješenje u svrhu povećanja razine sigurnosti u oštrim horizontalnim krivinama, predlaže se povećanje najmanjih primjenjivih polumjera horizontalnih krivina. Novi pristup definiranja primjenjivih polumjera predstavlja iskorak u sveukupnom postupku projektiranja, uz naglasak na razmatranje konzistencije od samog početka planiranja ceste. Usvajanjem većih primjenjivih polumjera u području oštrijih krivina, izbjegle bi se lokacije izrazito većeg potencijala za nastanak prometnih nesreća, naročito ukoliko se radi o cestama nižih kategorija.

Nakon cjelovite analize aktualnih procedura za projektiranje horizontalnih krivina, može se zaključiti kako bi, s obzirom da su horizontalne krivine lokacije izrazito veće stope prometnih nesreća, njihovom dimenzioniranju trebalo posvetiti veću pozornost od one trenutne, definirane postojećim smjericama. Stoga je značajan doprinos primjene složenijeg modela vozila i pružanje sveobuhvatnije slike problema poprečne stabilnosti vozila u krivini. Provjera rezerve trenja do proklizavanja prema bicikl-modelu vozila omogućuje razmatranje znatno većeg broja utjecajnih čimbenika nego što je slučaj uz do sada korišteni model materijalne točke. Projektant bi trebao biti svjestan činjenice da, osim same usklađenosti polumjera s vrijednosti brzine, raspoloživog trenja i poprečnog nagiba kolnika, na sigurnost u krivini značajno utječu i drugi bitni faktori. Najvažniji utjecajni faktori koji su razmatrani u ovome radu su: operativna brzina (odnosno utjecaj okolnih elemenata), činjenica da vozači u krivini najčešće izvode putanju polumjera manjeg od onog projektiranog, uzdužni nagib, izvedba vozila i promjena brzine.

U konačnici, potrebno je naglasiti da, osim ranije navedenih čimbenika, na realnost procjene margine sigurnosti utječe i korištena vrijednost raspoloživog trenja. Stoga ni primjena fizikalno složenijeg modela vozila u kombinaciji s modeliranim operativnim brzinama i proračunatim kritičnim polumjerima putanje vozila, ne može rezultirati realnim marginama sigurnosti ukoliko su one zasnovane na zastarjelim vrijednostima raspoloživog trenja. Ipak, definiranim unaprijednim kriterijem konzistencije stvorena je osnova za buduću jednostavniju provedbu revizije smjernica. Stoga bi, uz vrijednosti raspoloživog trenja usklađene sa stanjem na suvremenim kolničkim zastorima, i procjena margine sigurnosti prema unaprijednom kriteriju konzistencije bila definitivno znatno realnija.

## 9.2 Mogući pravci daljnjih istraživanja

Provedeno istraživanje iz područja sigurnosti prometa na cestama otvara mnoga pitanja i pravce za buduća istraživanja. U prvom planu, daljnja istraživanja mogu se usmjeriti na uključivanje dodatnih čimbenika koji utječu na promjene u iznosu vertikalnih sila (samim time i na razinu poprečne stabilnost vozila u krivini), a koje se nije razmatralo u ovome radu. Mogući utjecajni faktori su sljedeći: kombinacija horizontalne i vertikalne krivine, vjetar i poprečni prijenos težine na vanjske kotače pri kružnom gibanju.

U situacijama kod kojih se horizontalne krivine preklapaju s vertikalnim krivinama, dolazi do utjecaja centripetalnog ubrzanja vertikalne krivine na iznos vertikalnih sila vozila. S obzirom na izrazito veće polumjere, centripetalna sila u vertikalnim krivinama znatno je manjeg iznosa od centripetalne sile u horizontalnim krivinama. Ipak, u određenoj mjeri, djelovanje centripetalnog ubrzanja vertikalne krivine utječe na smanjenje normalne komponente što dovodi do povećanja korištenja poprečnog otpora trenja.

Nadalje, s obzirom da je u hrvatskom priobalju izražen utjecaj vjetra, što je jasno vidljivo iz čestih zatvaranja najizloženijih prometnica, utjecaj vjetra na poprečnu stabilnost vozila u krivini svakako bi bilo korisno razmotriti u daljnjim istraživanjima.

Za razmatranje utjecaja vjetra, kao i kombinacije uzdužne i vertikalne krivine, može se primijeniti bicikl-model vozila ali i jednostavniji modeli, odnosno osnovni i modificirani model materijalne točke.

Prilikom kružnog gibanja vozila dolazi do poprečnog prebacivanja težine, odnosno veće opterećenje preuzimaju vanjski kotači. Navedeni učinak nije razmatran u ovome radu zato što je primijenjeni bicikl-model vozila predstavlja model s jednim tragom kotača, odnosno zanemarena je dimenzija vozila u poprečnom smjeru. Stoga bi analiza utjecaja bočnog prijenosa opterećenja bila moguća uz primjenu još složenijeg modela vozila, npr. višedimenzionalnog simulacijskog modela.

Kako bi modelirane operativne brzine imale širu primjenu, za njihovu izradu potrebno je primijeniti bazu podataka koja obuhvaća veći uzorak vozača te testne vožnje s više različitih dionica (iz različitih područja). Stoga je jedan od mogućih pravaca za nastavak istraživanja svakako izrada reprezentativnijih modela operativnih brzina, koji bi se mogli usvojiti i u smjernicama za projektiranje vangradskih cesta umjesto do sada korištene teoretske računске brzine.

U svrhu realnije procjene margina sigurnosti do proklizavanja, trebalo bi i detaljnije istražiti fenomen promjene brzine između susjednih elemenata trase. Za provedbu analize osjetljivosti (iz poglavlja 7) i izradu dijagrama primjenjivih polumjera (poglavlje 8), usvojeno je Lamm-ovo usporeenje od  $-0.85 \text{ m/s}^2$ , koje predstavlja vrijednost intenziteta blage promjene brzine u krivini, široko rasprostranjene u literaturi. Na temelju provedene usporedbe margina sigurnosti s modeliranim i ulaznim podacima s terena (iz poglavlja 7.3), može se zaključiti kako bi u blažim krivinama više odgovarale vrijednosti usporenja intenziteta slabijeg od Lamm-ove vrijednosti. To upućuje na mogući utjecaj veličine polumjera krivine na vrijednost intenziteta promjene brzine u krivini. Stoga bi iz kontinuiranih profila brzina snimljenih na terenu, svakako trebalo detaljnije analizirati i vrijednosti usporenja odnosno ubrzanja između susjednih elemenata trase te istražiti da li postoji statistički značajan utjecaj određenih obilježja trase na intenzitet promjene brzine.

I na kraju, znatno realniju procjenu margine sigurnosti omogućilo bi definiranje raspoloživog trenja usklađenog s uvjetima na suvremenim kolnicima. Razradom unaprijeđenog kriterija konzistencije dinamike vožnje u krivini stvorena je fizikalna podloga za buduću jednostavniju provedbu revizije smjernica te bi uz realnije vrijednosti raspoloživog trenja njegova primjena bila upotpunjena pa bi se moglo govoriti i o mogućnosti za usvajanjem rezultata u smjernice za projektiranje.

## 10 LITERATURA

- [1] Global status report on road safety 2018, Ženeva: World Health Organization; 2018.
- [2] Bilten o sigurnosti cestovnog prometa 2018., Ministarstvo unutarnjih poslova Republike Hrvatske, Zagreb, Hrvatska, 2019.
- [3] Lamm, R., Psarianos, B., Choueiri, E. M., G. Soilemezoglou, A Practical safety approach to highway geometric design international case studies: Germany, Greece, Lebanon, and the United States, Proceedings of the International Symposium on Highway Geometric Design Practices, 30. Aug. – 1. Sep. 1995; Boston, MA, Transportation Research Circular E-C003, Transportation Research Board, 1995. 9:1-14.
- [4] Fink, K. L., Krammes, R. A., Tangent length and sight distance effects on accident rates at horizontal curves on rural two-lane highways, Transportation Research Record 1500, Transportation Research Board, National Research Council, Washington, DC, 1995; 162–167.
- [5] Lamm, R., Psarianos, B., Mailaender, T., Highway design and traffic safety engineering handbook, New York: McGraw-Hill, 1999.
- [6] Raff, M. S., Interstate highway - accident study, Highway Research Board Bulletin, 74,

- ational Research Council, Washington, DC, 1953.
- [7] Krebs, H., Klockner, H., Bruhning, E., Investigation of the effects of highway and traffic conditions outside built-up areas on accident rates, *Forschung Strassenbau und Strassenverkehrstechnik (Research Road Construction and Road Traffic Technique)*, 223, Ministry of Transportation, Bonn, Njemačka, 1977.
- [8] PIARC World Road Association, *Road Safety Manual*, 2003.
- [9] ERA-NET ROAD, *Safety at the heart of road design*, Final Report of the ERA-NET programme, 2012.
- [10] Torbic, D. J. et al., *Guidance for implementation of the AASHTO strategic highway safety plan. Volume 7: A guide for reducing collisions on horizontal curves*, National Cooperative Highway Research Program (NCHRP) Report 500, Transportation Research Board, Washington, DC, 2004. doi: 10.17226/13545.
- [11] Bonneson, J. A., *Superelevation distribution methods and transition designs*, National Cooperative Highway Research Program (NCHRP) Report 439, Transportation Research Board, Washington, DC, 2000.
- [12] Good, M., *Road curve geometry and driver behaviour*, Australian Road Research Board (ARRB), Special Report 15, Victoria, Australija, 1978.
- [13] McLean, J., *An alternative to the design speed concept for low speed alignment design*, Transportation Research Record 702, 55-63, Transportation Research Board, Washington, DC, 1979.
- [14] McLean, J., *Speeds, friction factors and alignment design standards*, Research Report ARR 154, Australian Road Research Board, Victoria, Australija, 1988.
- [15] Krammes, R. A., *Design speed and operating speed in rural highway alignment design*, Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board, 2000; 1701(1): 68–75. doi: 10.3141/1701-09.
- [16] Fitzpatrick, K., Carlson, P., Brewer, M. A., Wooldridge, M. D., Miaou, S.-P., *Design speed, operating speed and posted speed practices*, National Cooperative Highway Research Program (NCHRP) Report 504, Transportation Research Board, Washington, DC, 2003.
- [17] *Transportation Research Circular E-C151, Modeling operating speed: Synthesis report*, Transportation Research Board, Washington, DC, 2011.

- [18] Cvitanić, D., Vukoje, B., Breški, D., Metode za osiguranje konzistencije toka trase, *Građevinar*, 2012; 64(05): 385–393. doi: 10.14256/JCE.657.2012.
- [19] Narodne novine 110/01, Pravilnik o osnovnim uvjetima kojima javne ceste izvan naselja i njihovi elementi moraju udovoljavati sa stajališta sigurnosti prometa, 2001.
- [20] Glennon, J. C., Weaver, G. D., The relationship of vehicle paths to highway curve design, Research Report 134-5, Texas Transportation Institute, Texas, 1971.
- [21] Glennon, J. C., Weaver, G. D., Highway curve design for safe vehicle operations, *Highway Research Record*, 1972; 390; 15-26.
- [22] Glennon, J. C., Neuman, T. R., Leisch, J. E., Safety and operational considerations for design of rural highway curves, Report FHWA-RD-86-035, Federal Highway Administration, U. S. Department of Transportation, Washington, DC, 1983.
- [23] Wong, Y. D., Nicholson, A., Driver behaviour at horizontal curves: risk compensation and the margin of safety, *Accident Analysis and Prevention*, 1992; 24(4): 425–436. doi: 10.1016/0001-4575(92)90053-L.
- [24] Wong, Y. D., Nicholson, A., Speed and lateral placement on horizontal curves, *Road and Transport Research*, 1993; 2(1): 74–87.
- [25] Spacek, P., Track behavior in curve areas: attempt at typology, *Journal of Transportation Engineering*, 2005; 131(9): 669–676. doi: 10.1061/(ASCE)0733-947X(2005)131:9(669).
- [26] Said, D., Abd El Halim, A. O., Hassan, Y., Methodology for driver behaviour data collection and analysis for integration in geometric design of highways, *Proceedings of the 4th International Symposium on Highway Geometric Design*, June 2.-5. 2009; Valencia, Španjolska, 2009.
- [27] Fitzsimmons, E. J. et al., Determining vehicle operating speed and lateral position along horizontal curves using linear mixed-effects models, *Traffic Injury Prevention*, 2013; 14(3): 309–321. doi: 10.1080/15389588.2012.701356.
- [28] Varunjikar, T., Design of horizontal curves with downgrades using low-order vehicle dynamics models, Master Thesis, The Pennsylvania State University, Pennsylvania, 2011.
- [29] Torbic, D. J. et al., Superelevation criteria for sharp horizontal curves on steep grades, National Cooperative Highway Research Program (NCHRP) Report 774, Transportation Research Board, Washington, DC, 2014. doi: 10.17226/22312.

- [30] Kontaratos, M., Psarianos, B., Yotis, A., Minimum horizontal curve radius as function of grade incurred by vehicle motion in driving mode, *Transportation Research Record*, Washington, DC, 1994; 1445: 86-93.
- [31] Easa, S. M., Dabbour, E., Design radius requirements for simple horizontal curves on three-dimensional alignments, *Canadian Journal of Civil Engineering*, 2003; 30: 1022–1033. doi: 10.1139/103-022.
- [32] Wong, J. Y., *Theory of Ground Vehicles*, 3. izd., John Wiley and Sons, 2001.
- [33] Hall, J. W., Smith, K. L., Titus-Glover, L., Wambold, J. C., Yager, T. J., Rado, Z., *Guide for pavement friction*, Final Report for National Cooperative Highway Research Program (NCHRP) Project 01-43, Web-Only Document 108, Transportation Research Board, 2009.
- [34] International Organization for Standardization (ISO), *Characterization of pavement texture by use of surface profiles – Part 2: Terminology and basic requirements related to pavement texture profile analysis*, Standard No. 13473-2, 2002.
- [35] Henry, J. J., *Evaluation of pavement friction characteristics*, National Cooperative Highway Research Program (NCHRP) Synthesis 291, Transportation Research Board, Washington, DC, 2000.
- [36] Flintsch, G., de León, E., McGhee, K. K., Al-Qadi, I., *Pavement surface macrotexture measurement and applications*, *Transportation Research Record*, 2003; 1860(1): 168–177. doi: 10.3141/1860-19.
- [37] The latest news and views from the motor industry, URL: <http://www.kwik-fit.com/blog.asp?y=2015&m=02>.
- [38] Harwood, D. W., Blackburn, R. R., Kulakowski, B. T., Kibler, D. F., *Wet weather exposure measures*, Federal Highway Administration, Report FHWA/RD-87/105, Washington, DC, 1987.
- [39] Hayes, G. G., Ivey, D. L., Gallaway, B. M., *Hydroplaning, hydrodynamic drag, and vehicle stability*, Special Technical Publication 793, American Society for Testing and Materials (ASTM), Philadelphia, Pennsylvania, 1983.
- [40] Pauwelussen, J. P., Dalhuijsen, W., Merts, M., *Tyre dynamics, tyre as a vehicle component. Part 1.: Tyre handling performance*, Virtual Education in Rubber Technology (VERT), FI-04-B-F-PP-160531, HAN University, Nizozemska, 2007.

- [41] Blundell, M., Harty, D., The multibody systems approach to vehicle dynamics, 2. izd., Elsevier: Amsterdam, Nizozemska, 2015.
- [42] Gillespie, T. D., Fundamentals of vehicle dynamics, Society of Automotive Engineers (SAE), Warrendale, Pennsylvania, 1992.
- [43] Milliken, W., Milliken, D., Race car vehicle dynamics, Society of Automotive Engineers (SAE), Warrendale, Pennsylvania, 1995.
- [44] Forschungsgesellschaft fuer Strassen - und Verkehrswesen (FGSV), Richtlinien für die Anlage von Straßen (RAS) Teil: Linienführung (RAS-L), Cologne, Njemačka, 1995.
- [45] Forschungsgesellschaft für Straßen - und Verkehrswesen (FGSV), Richtlinien für die Anlage von Landstraßen (RAL), Allgemeines Rundschreiben Straßenbau Nr. 8/2013, Köln, Njemačka, 2012.
- [46] American Association of State Highway and Transportation Officials (AASTHO), A Policy on geometric design of highways and streets, Washington, DC, 2011.
- [47] Nicholson, A., Superelevation, side friction, and roadway consistency, Journal of Transportation Engineering, 1998; 124(5): 411–418. doi: 10.1061/(ASCE)0733-947X(1998)124:5(411).
- [48] Gibreel, G. M., Easa, S. M., Hassan, Y., El-Dimeery, I. A., State of the art of highway geometric design consistency, Journal of Transportation Engineering, 1999; 125(4): 305-313. doi: 10.1061/(ASCE)0733-947X(1999)125:4(305).
- [49] Hassan, Y., Sayed, T., Tabernero, V., Establishing practical approach for design consistency evaluation, Journal of Transportation Engineering, 2001; 127(4): 295–302. doi: 10.1061/(ASCE)0733-947X(2001)127:4(295).
- [50] Wooldridge, M. D., Fitzpatrick, K., Harwood, D. W., Potts, I. B., Elefteriadou, L., Torbic, J. D., Geometric design consistency on high-speed rural two-lane roadways, National Cooperative Highway Research Program (NHCRP) Report 502, Transportation Research Board, Washington, DC, 2003.
- [51] Al-Masaeid, H. R., Hamed, M., Aboul-Ela, M., Ghannam, A. G., Consistency of Horizontal Alignment for Different Vehicle Classes, Transportation Research Record, 1500, Transportation Research Board, Washington, DC, 178–183, 1995.
- [52] Rowan, N. J., Woods, D. L., Stover, V. G., Anderson, D. A., Dozier, J. H., Safety design



- and operational practices for streets and highways, Technology sharing report 80-228, U. S. Department of Transportation, Washington, DC, 1980.
- [53] Krammes, R. A., et al., Horizontal alignment design consistency for rural two-lane highways, Federal Highway Administration, Report FHWA/RD-94-034, U. S. Department of Transportation, Washington, DC, 1995.
- [54] Fitzpatrick, K., et al., Alternative design consistency rating methods for two-lane rural highways, Federal Highway Administration, Report FHWA/RD-99-172, U. S. Department of Transportation, Washington, DC, 2000.
- [55] Alexander, G. J., Lunenfeld, H., A users guide to positive guidance, Federal Highway Administration, Report FHWA-SA-90-017, U. S. Department of Transportation, Washington, DC, 1990.
- [56] Lamm, L., Psarianos, B., Cafiso, S., Safety evaluation process for two-lane rural roads: A 10-year review, Transportation Research Record, 2002; 1796(1): 51–59. doi: 10.3141/1796-06.
- [57] Polus, A., Poe, C., Mason, J., Review of international design speed practices in roadway geometric design, Proceedings of the International Symposium on Highway Geometric Design Practices, 30. Aug. – 1. Sep. 1995; Boston, MA, Transportation Research Board, 1995. 5:1-8.
- [58] Theeuwes, J., Godthelp, H., Begrijpelijkheid van de weg (Self explaining road). Report IZF 1992 C-8, TNO Human Factors Research Institute, Soesterberg, Nizozemska, 1992.
- [59] Wehner, B., Siedek, P., Schulze, K.-H., Handbuch des Straßenbaus, Band 1 - 714 S., Band 2 - 592 S., Band 3 - 398 S., Springer - Verlag, Berlin, 1979.
- [60] Richter, T., Planung von Autobahnen und Landstraßen, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016. doi: 10.1007/978-3-658-13009-1.
- [61] Krempel, G., Experimenteller Beitrag zu Untersuchungen an Kraftfahrzeugreifen (Experimental contribution for investigations about vehicle tires), PhD Thesis, Technischen Hochschule Karlsruhe, Njemačka, 1965.
- [62] Chowdhury, M. A., Warren, D. L., Bissel, H., Analysis of advisory speed setting criteria, Public Roads, 1991; 55(3): 65–71.
- [63] Fambro, D. B., Fitzpatrick, K., Russell, C. W., Operating speed on crest vertical curves

- with limited stopping sight distance, *Transportation Research Record*, 2000; 1701: 25–31. doi: 10.3141/1701-04.
- [64] Cafiso, S., Cerni, G., New approach to defining continuous speed profile models for two-lane rural roads, *Transportation Research Record*, 2012; 2309: 157–167. doi: 10.3141/2309-16.
- [65] Dell’Acqua, G., Russo, F., Road performance evaluation using geometric consistency and pavement distress data, *Transportation Research Record*, 2011; 2203: 194–202. doi: 10.3141/2203-24.
- [66] Misaghi, P., Hassan, Y., Modeling operating speed and speed differential on two-lane rural roads, *Journal of Transportation Engineering*, 2005; 131(6): 408–418. doi: 10.1061/(ASCE)0733-947X(2005)131:6(408).
- [67] Pérez-Zuriaga, A. M., García-García, A., Camacho-Torregrosa, F. J., D’Attoma, P., Modeling operating speed and deceleration on two-lane rural roads with global positioning system data, *Transportation Research Record*, 2010; 2171(1): 11–20. doi: 10.3141/2171-02.
- [68] Memon, R. A., Khaskheli, G. B., Qureshi, A. S., Operating speed models for two-lane rural roads in Pakistan, *Canadian Journal of Civil Engineering*, 2008; 35(5): 443–453. doi: 10.1139/L07-126.
- [69] Wang, J., Operating speed models for low speed urban environments based on in-vehicle GPS data, PhD Thesis, Georgia Institute of Technology, Georgia, 2006.
- [70] Montella, A., Pariota, L., Galante, F., Imbriani, L. L., Mauriello, F., Prediction of drivers’ speed behavior on rural motorways based on an instrumented vehicle study, *Transportation Research Record*, 2014; 2434: 52–62. doi: 10.3141/2434-07.
- [71] McLean, J., Driver speed behaviour and rural road alignment design, *Traffic Engineering and Control*, 1981; 22(4): 208–211.
- [72] Cardoso, J., et al., Improvements of models on the relations between speed and road characteristics, Task 5.3. SAFESTAR, Laboratoris Nacional De Engenharia Civil, 1998.
- [73] Setra, D., Vitesses pratiques et geometrie de la route (Speeds and geometry of the road), Note d’information série Circulation Sécurité Équipement Exploitation (CSEE) n° 10. Ministère de l’équipement, du logement, de l’aménagement et du territoire et des transports, France, 1986.

- [74] Kanellaidis, G., Golias, J., Efstathiadis, S., Drivers' speed behaviour on rural road curves, *Traffic Engineering and Control*, 1990; 31(7–8): 414–415.
- [75] Lamm, R., Psarianos, B., Drymalitou, D., Soilemezoglou, G., Guidelines for the design of highway facilities, Vol. 3. Ministry for Environment, Regional Planning and Public Works, Athens, Greece, 1995.
- [76] Crisman, B., Marchionna, A., Perco, P., Robba, A., Roberti, R., Operating speed prediction model for two-lane rural roads, *Proceedings of the 3rd International Symposium on Highway Geometric Design*, Chicago, Illinois, 29. June - 1. July 2005.
- [77] Marchionna, A., Perco, P., Operating speed profile prediction model for two-lane rural roads in the Italian context, *Advances in Transportation Studies - An International Journal*, 2008; 14: 57-68.
- [78] Cafiso, S., Di Graziano, A., Di Silvestro, G., La Cava, G., Safety performance indicators for local rural roads: A comprehensive procedure from low-cost data survey to accident prediction model, *Transportation Research Board 87th Annual Meeting Compendium of Papers*, National Research Council, Washington, DC, 2008.
- [79] Praticò, F. G., Giunta, M., Modeling operating speed of two lane rural roads, *Procedia - Social Behavioral Sciences*, 2012; 53: 664–671. doi: 10.1016/j.sbspro.2012.09.916.
- [80] Dell'Acqua, G., Modeling driver behavior by using the speed environment for two-lane rural roads, *Transportation Research Record*, 2015; 2472: 83–90. doi: 10.3141/2472-10.
- [81] Russo, F., Biancardo, S. A., Busiello, M., Operating speed as a key factor in studying the driver behaviour in a rural context, *Transport*, 2016; 31(2): 260–270. doi: 10.3846/16484142.2016.1193054.
- [82] Morrall, J. F., Talarico, R. J., Side friction demanded and margins of safety on horizontal curves, *Transportation Research Record*, 1994; 1435: 145–152.
- [83] Gibreel, G. M., Easa, S. M., El-Dimeery, I. A., Prediction of operating speed on three-dimensional highway alignments, *Journal of Transportation Engineering*, 2001; 127(1): 21–30. doi: 10.1061/(ASCE)0733-947X(2001)127:1(21).
- [84] Nie, B., Hassan, Y., Modeling driver speed behavior on horizontal curves of different road classifications, *Transportation Research Board 86th Annual Meeting*, Washington, DC, January 21. - 25. 2007.

- [85] Castro, M., Sánchez, J. A., Vaquero, C. M., Iglesias, L., Rodríguez-Solano, R., Automated GIS-based system for speed estimation and highway safety evaluation, *Journal of Computing in Civil Engineering*, 2008; 22(5): 325–331. doi: 10.1061/(ASCE)0887-3801(2008)22:5(325).
- [86] Bennett, C. R., A speed prediction model for rural two-lane highways, PhD Thesis, University of Auckland, Novi Zeland, 1994.
- [87] Taragin, A., Leisch, L. E., Driver performance on horizontal curves, Proceedings of the 33rd Annual Meeting of the Highway Research Board, Washington, DC, January 12.-15. 1954; 33: 446–466.
- [88] Glennon, J. C., Neuman, T. R., Leisch J. E., Safety and operational considerations for design of rural highway curves, Federal Highway Administration, Final Report FHWA-RD-86-035, 1985.
- [89] Lamm, R., Choueiri, E. M., Recommendation for evaluating horizontal design consistency based on investigations in the State of New York, *Transportation Research Record*, 1987; 1122: 68–78.
- [90] Lamm, R., Choueiri, E. M., Hayward, J. C., Paluri, A., Possible design procedure to promote design consistency in highway geometric design on two-lane rural roads, *Transportation Research Record*, 1988; 1195: 111–122.
- [91] Lamm, R., Choueiri, E. M., Mailaender, T., Comparison of operating speeds on dry and wet pavements of two-lane rural highways, *Transportation Research Record*, 1990; 1280: 199–207.
- [92] Islam, M., Seneviratne, P., Evaluation of design consistency of two-lane rural highways, *ITE Journal*, Institute of Transportation Engineers, 1994; 64(2): 28-31.
- [93] Krammes, R. A., et al., Horizontal alignment design consistency for rural two-lane highways, Report FHWA-RD-94-034, Federal Highway Administration, U. S. Department of Transportation, Washington, DC, 1995.
- [94] Voigt, A.-P., Krammes, R. A., An operational and safety evaluation of alternative horizontal curve design approaches on rural two-lane highways, *Transportation Research Circular E-C003: International Symposium on Highway Geometric Design Practices*, Transportation Research Board, National Research Council, Washington, DC, 1998; 11:1–8.

- [95] Passetti, K. A., Fambro, D. B., Operating speeds on curves with and without spiral transitions, *Transportation Research Record*, 1999; 1658: 9–16. doi: 10.3141/1658-02.
- [96] Fitzpatrick, K., et al., Speed prediction for two-lane rural highways, Report FHWA-RD-99-171, Federal Highway Administration, U. S. Department of Transportation, Washington, DC, 2000.
- [97] Ottesen, J. L., Krammes, R. A., Speed-profile model for a design-consistency evaluation procedure in the United States, *Transportation Research Record*, 2000; 1701(1): 76–85. doi: 10.3141/1701-10.
- [98] Jessen, D. R., Schurr, K. S., McCoy, P. T., Pesti, G., Huff, R. R., Operating speed prediction on crest vertical curves of rural two-lane highways in Nebraska, *Transportation Research Record*, 2001; 1751(1): 67–75. doi: 10.3141/1751-08.
- [99] McFadden, J., Yang, W. - T., Durrans, S., Application of artificial neural networks to predict speeds on two-lane rural highways, *Transportation Research Record*, 2001; 1751(1): 9–17. doi: 10.3141/1751-02.
- [100] Schurr, K. S., Spargo, B. W., Huff, R. R., Pesti, G., Predicted 95th percentile speeds on curved alignments approaching a stop, *Transportation Research Record*, 2005; 1912(1): 1–10. doi: 10.1177/0361198105191200101.
- [101] Figueroa, A. M., Tarko, A. P., Speed factors on two-lane rural highways in free-flow conditions, *Transportation Research Record*, 2005; 1912(1): 39–46. doi: 10.3141/1912-05.
- [102] Kerman, J. A., McDonald, M., Mintsis, G. A., Do vehicles slow down on bends? A study into road curvature, driver behaviour and design, *Highway Planning and Design*, Proceedings of the Seminar K held at the PTRC's 10th Annual Summer Meeting, Warwick University, Engleska, July 12.-15. 1982.
- [103] Andueza, P. J., Mathematical models of vehicular speed on mountain roads, *Transportation Research Record*, 2000; 1701(1): 104–110. doi: 10.3141/1701-13.
- [104] Lamm, R., Choueiri, E. M., Hayward, J. C., Tangent as an independent design element, *Transportation Research Record*, 1988; 1195: 123–131.
- [105] Perco, P., Influence of the general character of horizontal alignment on operating speed of two-lane rural roads, *Transportation Research Record*, 2008; 2075(1): 16–23. doi: 10.3141/2075-03.

- [106] Hassan, Y., Gibreel, G., Easa, S. M., Evaluation of highway consistency and safety: practical application, *Journal of Transportation Engineering*, 2000; 126(3): 193–201. doi: 10.1061/(ASCE)0733-947X(2000)126:3(193).
- [107] Polus, A., Fitzpatrick, K., Fambro, D. B., Predicting operating speeds on tangent sections of two-lane rural highways, *Transportation Research Record*, 2000; 1737(1): 50–57. doi: 10.3141/1737-07.
- [108] Kanellaidis, G., Dimitropoulos, I., Investigation of current and proposed superelevation design practices on roadway curves, *Proceedings of the International Symposium on Highway Geometric Design Practices*, 30. Aug. - 1. Sep. 1998; Boston, MA, Transportation Research Circular E-C003, Transportation Research Board, 1995. 20:1–12.
- [109] American Association of State Highway and Transportation Officials (AASHTO), *A Policy on geometric design of highways and streets*, Washington, DC, 1990.
- [110] American Association of State Highway and Transportation Officials (AASHTO), *A Policy on geometric design of highways and streets*, Washington, DC, 1994.
- [111] Bonneson, J. A., Side friction and speed as controls for horizontal curve design, *Journal of Transportation Engineering*, 1999; 125(6): 473–480. doi: 10.1061/(ASCE)0733-947X(1999)125:6(473).
- [112] Easa, S. M., Distributing superelevation to Maximize Highway Design Consistency,” *Journal of Transportation Engineering*, 2003; 129(2): 127–133. doi: 10.1061/(ASCE)0733-947X(2003)129:2(127).
- [113] American Association of State Highway and Transportation Officials (AASHTO), *A Policy on geometric design of highways and streets*, Washington, DC, 2001.
- [114] Awadallah, F., Theoretical analysis for horizontal curves based on actual discomfort speed, *Journal of Transportation Engineering*, 2005; 131(11): 843–850. doi: 10.1061/(ASCE)0733-947X(2005)131:11(843).
- [115] Anderson, I. B., Bauer, K. M., Harwood, D. W., Fitzpatrick, K., Relationship to safety of geometric design consistency measures for rural two-lane highways, *Transportation Research Record*, 1999; 1658(1): 43-51. doi: 10.3141/1658-06.
- [116] Kanellaidis, G., Human factors in highway geometric design, *Journal of Transportation Engineering*, 1996; 122(1): 59–66. doi: 10.1061/(ASCE)0733-947X(1996)122:1(59).

- [117] Wooldridge, M. D., Fitzpatrick, K., Koppa, R., Bauer, K., Effects of horizontal curvature on driver visual demand, *Transportation Research Record*, 2000; 1737(1): 71–77. doi: 10.3141/1737-09.
- [118] Polus, A., Mattar-Habib, C., New consistency model for rural highways and its relationship to safety, *Journal of Transportation Engineering*, 2004; 130(3): 286–293. doi: 10.1061/(ASCE)0733-947X(2004)130:3(286).
- [119] Cafiso, S., La Cava, G., Driving performance, alignment consistency, and road safety: real-world experiment, *Transportation Research Record*, 2009; 2102(1): 1–8. doi:10.3141/2102-01.
- [120] American Association of State Highway and Transportation Officials (AASHTO), *A Policy on geometric design of highways and streets*, 2004.
- [121] Camacho-Torregrosa, F. J., Pérez-Zuriaga, A. M., Campoy-Ungría, J. M., García-García, A., New geometric design consistency model based on operating speed profiles for road safety evaluation, *Accident Analysis and Prevention*, 2013; 61: 33–42. doi: 10.1016/j.aap.2012.10.001.
- [122] Forschungsgesellschaft fuer Strassen - und Verkehrswesen (FGSV), *Richtlinien für die Anlage von Straßen (RAS), Teil: Linienführung (RAS-L), Abschnitt 1: Elemente der Linienführung (RAS-L-1)*, Cologne, Njemačka, 1984.
- [123] *Brojenje prometa na cestama Republike Hrvatske godine 2012. – sažetak*, Hrvatske Ceste d.o.o., Zagreb, 2013.
- [124] Racelogic Ltd, PerformanceBox, URL: [www.performancebox.co.uk](http://www.performancebox.co.uk).
- [125] Racelogic PerformanceBox Manual, URL: <https://www.vboxmotorsport.co.uk>.
- [126] Carlson, P. J., Burriss, M., Black, K., Rose, E. R., Comparison of radius-estimating techniques for horizontal curves, *Transportation Research Record*, 2005; 1918(1): 76–83. doi: 10.3141/1918-10.
- [127] *Cesta br. 8, Vrlika - Sinj, dionica Karakašica - Sinj - Glavni projekt*, Poduzeće za ceste, Split, 1968.
- [128] Cvitanić, D., Maljković, B., Operating speed models of two-lane rural state roads developed on continuous speed data, *Tehnički Vjesnik - Technical Gazette*, 2017; 24(6): 1915-1921. doi: 10.17559/tv-20150304133437.

- [129] Donnell, E. T., Himes, S. C., Mahoney, K. M., Porter, R. J., McGee, H., Speed concepts: informational guide, US Department of Transportation, Washington, DC, 2009.
- [130] Roess, R. P., Prassas, E. S., McShane, W. R., Traffic Engineering, 4. izd., Prentice Hall, Inc., 2011.
- [131] Pérez-Zuriaga, A. M., Camacho-Torregrosa, F. J., García, A., Tangent-to-curve transition on two-lane rural roads based on continuous speed profiles, Journal of Transportation Engineering, 2013; 139(11): 1048–1057. doi: 10.1061/(ASCE)TE.1943-5436.0000583.
- [132] McFadden, J., Elefteriadou, L., Evaluating horizontal alignment design consistency of two-lane rural highways: development of new procedure, Transportation Research Record, 2000; 1737(1): 9–17. doi: 10.3141/1737-02.
- [133] Maljković, B., Cvitanić, D., Evaluation of design consistency on horizontal curves for two-lane state roads in terms of vehicle path radius and speed, Baltic Journal of Road and Bridge Engineering, 2016; 11(2): 127–135. doi: 10.3846/bjrbe.2016.15.
- [134] Šošić, I., Primijenjena statistika, Školska knjiga, Zagreb, 2006.
- [135] Lippold, C., Weiterentwicklung ausgewählter Entwurfsgrundlagen von Landstraßen, PhD Thesis, Fachbereich Wasser und Verkehr Technische Universität Darmstadt, Njemačka, 1997.
- [136] Cvitanić, D., Maljković, B., Determination of applicable adjacent horizontal curve radii using operating speed, Promet - Traffic&Transportation, 2019; 31(4): 443–452. doi: 10.7307/ptt.v31i4.3088.
- [137] Fitzpatrick, K., et al., Evaluation of design consistency methods for two-lane rural highways, executive summary, Report FHWA-RD-99-173, U. S. Department of Transportation, Washington, DC, 2000.
- [138] Xu, J., Lin, W., Wang, X., Shao, Y. - M., Acceleration and deceleration calibration of operating speed prediction models for two-lane mountain highways, Journal of Transportation Engineering, Part A: Systems, 2017; 143(7): 04017024. doi: 10.1061/JTEPBS.0000050.



## *Životopis*

Biljana Maljković, dipl. ing. građ. rođena je 9. rujna 1984. godine u Slavonskom Brodu. Osnovnu školu završila je u Bosanskom Brodu (Bosna i Hercegovina), te na Viru i u Privlaci, nakon čega završava Opću Gimnaziju Vladimira Nazora u Zadru. Akademske godine 2003./2004. upisala je Građevinsko-arhitektonski fakultet u Splitu, na kojem je diplomirala 18. prosinca 2008. godine te stekla zvanje diplomirani inženjer građevinarstva. Diplomski rad pod naslovom "Idejno rješenje pristupne ceste za vjetroelektranu" izradila je kod doc. dr. sc. Dražena Cvitanića.

Od travnja do kolovoza 2009. godine bila je zaposlena u građevinskoj tvrtki "Mušić d.o.o." u Zadru, gdje je obavljala poslove inženjera gradilišta za objekte visokogradnje. U periodu od studenog 2009. do travnja 2011. godine bila je zaposlena u projektnom uredu "PRO G.A.M. d.o.o." u Splitu, gdje je kao projektant suradnik sudjelovala u izradi nekoliko projekata za objekte visokogradnje.

Od travnja 2011. godine zaposlena je na Fakultetu građevinarstva, arhitekture i geodezije u Splitu u suradničkom zvanju asistenta, pri Katedri za prometnice, gdje sudjeluje u nastavi održavajući vježbe iz kolegija Ceste na Preddiplomskom stručnom studiju građevinarstva te Preddiplomskom sveučilišnom studiju geodezije i geoinformatike, Gornji ustroj prometnica i Prometna tehnika na Diplomskom sveučilišnom studiju građevinarstva. Odmah po zaposlenju na Fakultet upisala je Poslijediplomski doktorski studij iz znanstvenog područja Tehničkih znanosti, znanstveno polje Građevinarstvo, znanstvena grana Prometnice.

U proteklom periodu objavila je u koautorstvu pet izvornih znanstvenih i preglednih radova u međunarodno priznatim časopisima, pet znanstvenih radova u zbornicima skupova s međunarodnim recenzijama i jedan sažetak u domaćem zborniku skupa.

Aktivno se služi engleskim jezikom.