

Универзитет у Крагујевцу
Факултет инжењерских наука

Дијана, Д Чеперковић

Анализа утицајних конструктивних параметара
на управљивост возила
завршни рад

Крагујевац, 2018.

Универзитет у Крагујевцу
Факултет инжењерских наука



Назив студијског програма:

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Друмски саобраћај

Предмет: Моторна возила 1

Број индекса: 706/2017

Дијана, Д Чеперковић

**Анализа утицајних конструктивних параметара
на управљивост возила**

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Јованка Лукић, проф. - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да

Опише и анализира:

- процес заокретања возила са еластичним точковима,
- утицајне конструктивне параметре возила на нарушавање стабилности у процесу заокретања возила
- прикаже добијене резултате за модел возила са једним трагом

Препоручена литература:

[1] Демић М., Лукић Ј.: Теорија кретања моторних возила, Машински факултет у Крагујевцу, 2011.

[2] Симић Д.: Моторна возила, Научна књига, Београд, 1988

[3] Jazar R, N.: Vehicle Dynamics: Theory and Application, Springer, 2009

[4] Pfeffer P, Harrer M,: Lenkungshandbuch-Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen, Springer, 2013

Крагујевац, 08.06.2018.

ментор:

Др Јованка Лукић, проф.

САДРЖАЈ

Резиме	5
1. Увод	6
2. Систем за управљање	7
3. Заокретање возила са еластичним точковима	12
3.1. Процес заокретања возила са еластичним точковима	13
3.1.1. Управљање динамиком	13
3.2. Гранични углови заокретања моторних возила	15
4. Стабилност управљања	18
4.1. Конструктивни параметри који утичу на стабилност возила	18
4.1.1. Траг котрљања при заокретању	19
4.1.2. Угао нагиба точка	19
4.1.3. Угао нагиба осовинице рукавца	21
4.1.4. Угао затура осовинице рукавца	24
4.1.5. Угао конвергенције (дивергенције)	25
4.2. Анализа стабилности управљања аутомобила без заокретања	30
4.3. Анализа стабилности управљања аутомобила са заокретањем	32
4.4. Сувишно и недовољно заокретљив аутомобил	33
4.4.1. Дефиниција према Бундорфу	37
5. Упрошћен модел за анализу управљивости	39
5.1. Пример модела за анализу управљивости возила	45
5.1.1. Утицај промене брзине и промене пречника на управљивост возила	46
5.1.2. Утицај коефицијента крутости на управљивост возила	52
5.1.3. Утицај масе возила на управљивост возила	52
5.1.4. Утицај положаја тежишта на управљивост возила и тачка неутралне управљивости	53
5.1.5. Утицај промене угла вијугања на управљивост возила	55
6. Закључак	55
7. Литература	56

РЕЗИМЕ

Циљ овог рада је анализа утицајних конструктивних параметра на управљивост возила, на конкретном примеру. На основу познатих података, одређује се како конструктивни параметри утичу на управљивост возила. Детаљно је описан сам систем за управљање, као и сви конструктивни параметри. У конструктивне параметре који утичу на управљивост возила спадају: траг котрљања при заокретању, угао нагиба точка, угао нагиба осовинице рукавца, угао затура осовинице рукавца, угао конвергенције (дивергенције), брзина возила, радијус кривине, коефицијент крутости, маса возила, положај тежишта, тачка неутралне управљивости.

У раду је приказана анализа стабилности управљања аутомобила са и без заокретањем. Такође, возило може бити или сувишно или недовољно заокретљиво. У раду је објашњен и процес заокретања возила са еластичним точковима.

Кључне речи: возило, систем за управљање, конструктивни параметри, стабилност, заокретање, модел.

ABSTRAKT

The aim of this paper is to analyze the influence of constructive parameters of the vehicle, on the concrete case. Based on known data, it is determined how constructive parameters influence the vehicle's handling. The control system itself is described in detail, as well as all the constructive parameters. Constructive parameters that affect the handling of vehicles include: wheel camber, caster angle, toe, steering angle inclination, vehicle speed, curve radius, stiffness coefficient, vehicle mass, center of gravity, neutrality point.

The paper presents the analysis of the stability of the car with and without turning. The vehicle may be either superfluous or insufficiently twistable. The process of turning the vehicle with elastic wheels is also explained.

Key words: vehicle, steering system, constraint parameters, stability, turnaround, model.

1. УВОД

Данашњи степен развоја моторних возила карактерише се производњом врло широког спектра различитих врста, типова и категорија возила. Савремена возила карактеришу се великом сложености механизма, који се налазе на њима. Борба за опстанак возила на тржишту тражи стално побољшање квалитета истог. Појам „квалитета“ возила укључује читав низ карактеристика, које представљају мерило за оцену возила.

Паралелно са развојем мотора и возила радило се на развоју појединих склопова и подсистема возила. Што се тиче управљачког система, чак су и возила са погоном на пару у 19. веку имала точак управљача. Током 1978. године, Амеде Боле је први пут применио управљачку осовину са системом зупчаник-зупчаста летва на возилу „La Mancelle“. Примена управљачког система зупчаник-зупчаста летва је олакшала управљање возилом, јер је омогућила једноставно превођење обртног кретања точка управљача у праволинијско кретање точкова управљачке осовине. Управљачки систем пуж-пужни точак примењен је први пут 1913. године и има широку примену и до данашњих дана. Први серво управљач појавио се на тржишту 1951. године код Крајслера. Развој управљачког система се даље односи на управљање на сва четири точка које је имало примену код возила јапанских произвођача двадесетих година прошлог века, да би данас постао поново актуелно. Једна од значајних иновација у систему управљања је и подесиви стуб управљача.

Развојни пут мотора и моторних возила је био веома дуг и тежак. Он и поред достигнутог степена техничко-технолошког развоја није ни данас много лакши јер се постављају све строжији захтеви које треба испунити.

У овом завршном раду, приказан је резултат истраживања возила модела возила са једним трагом, познатијим као модел бицикла. Посебна пажња је посвећена самој анализи конструктивних параметра, како уопштено, тако и њихово утицање на сам систем управљања. Дат је приказ уопштеног модела, као и приказ утицаја конструктивних параметра на управљивост возила у посебним условима.

2. СИСТЕМ ЗА УПРАВЉАЊЕ

Систем за управљање има задатак да мења и одржава правац кретања возила, и тиме осигурава неопходан маневар возила. Систем за управљање се састоји од: управљачког точка, управљачког механизма (механички механизам, серво механизам), преносног механизма, извршни орган (точкови, гусенице), сила на управљачком точку (одговарајући помак управљачког точка), сила на точку возила (угао закретања возила).

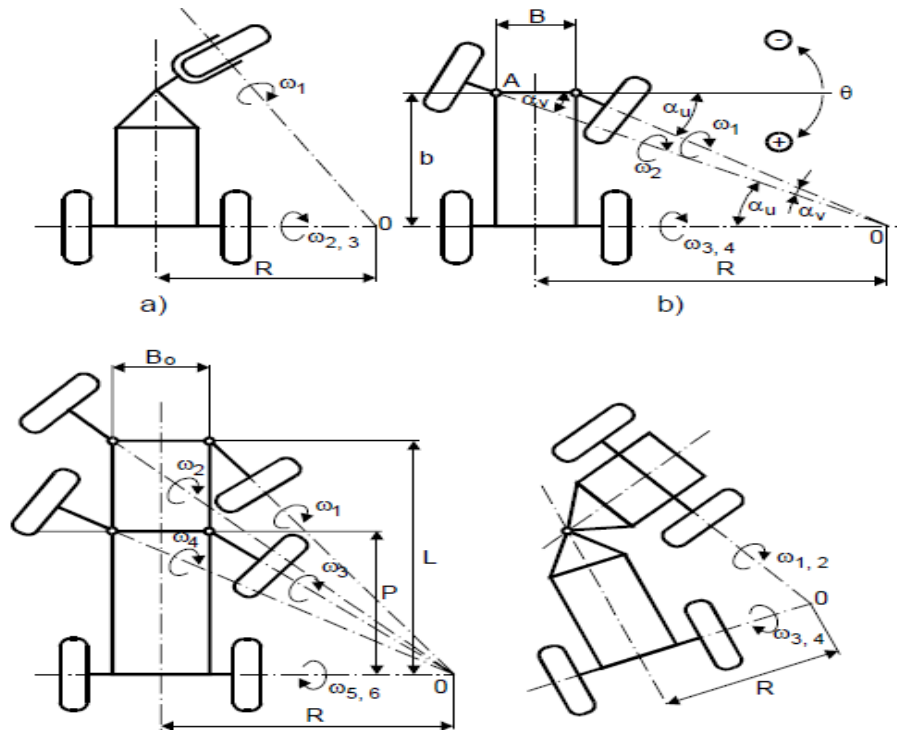
Механизми за управљање морају испунити следеће захтеве:

- обезбедити стабилно кретање возила приликом вожње у правцу. Точак управљача у положају праволинијског кретања треба да има минималан слободан ход,
- обезбедити малу силу на точку управљача,
- кинематика механизма за управљање мора бити таква да приликом кретања у кривини осигура котрљање свих управљачких точкова возила без клизања како би се спречило брзо трошење пнеуматике,
- спонтано враћање управљачких точкова по изласку из криволинијског у положај праволинијског кретања под дејством стабилизујућег момента,
- механизам мора ублажити ударе изазване неравнинама пута, тако да се на точак управљача пренесу само незнатне силе које неће замарати возача и тиме смањити сигурност кретања возила.

Подела система управљања може се извршити на следеће начине:

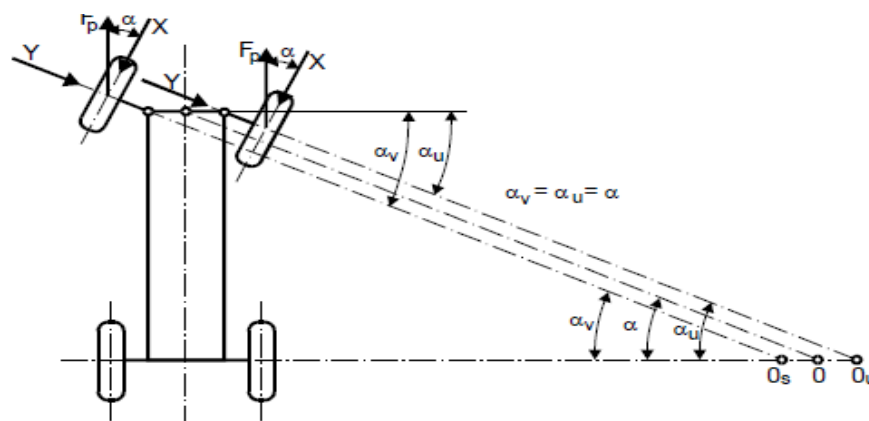
- класификација по карактеру управљања: управљање точковима, управљање осовинама, комбиновано управљање, бочно заношење, гусенична возила,
- према положају возачког места: управљање са леве стране возила, управљање са десне стране возила,
- класификација према карактеру функционисања: механички механизми, серво-механички механизам.

Ако се пође од упрошћења да се управљање моторног возила врши се крутим точковима, онда се може рећи да ће бити задовољен основни кинематски критеријум, да се осе обртања точкова секу у једној тачки, како се то види на слици 1. При овом услову неће доћи до проклизавања ниједног точка. Наравно механизам управљања, који обезбеђује ове услове, је доста сложенији, [9].



Слика 1. Управљање возилом са крутим точковима [9]

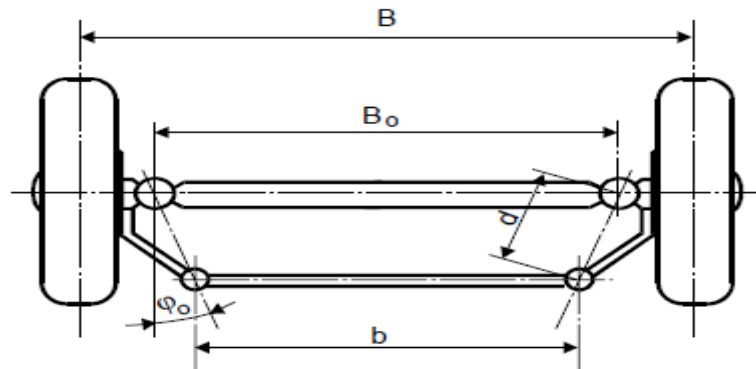
За једноставне механизме управљања не оставрује се основни кинематски критеријум обртања око једног пола односно осе обртања точкова се не секу у једној тачки, што се види на слици 2. Овде су присутна два центра окретања (O_s и O_u – слика 2). Са овим решењем би се морало појавити и проклизавање једног од точкова, чиме се нарушава и задано вођење возила у кривини, тј. нарушава му се стабилност, уз повећано трошење пнеуматика.



Слика 2. Кинематика заокретања са једнаким угловима закретања [9]

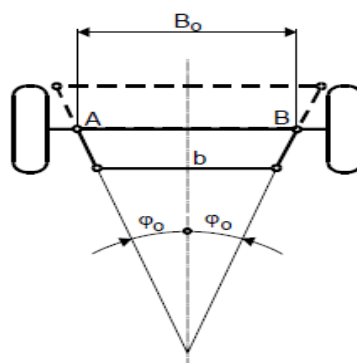
Формирање система за управљање иде паралелно са системом еластичног ослањања моторног возила. Ова зависност је неминовна јер се кинематика управљачког механизма преноси са масе каросерије на масу точкова. Ово се посебно односи на

преносни механизам укључујући и трапез управљања. Изглед трапеза управљања приказан је на слици 3.



Слика 3. Трапез управљања[9]

Код механизма са зависним системом еластичног ослањања, предња крута осовина представља једну од компонената трапеза са страницом. У односу на осовину управљања, трапез може бити формиран испред или иза осовине у зависности од концепције возила и расположивог простора. Имајући у виду предности и недостатке једне и друге комбинације препоручује се композиција трапеза иза осовине како је то показано на слици 4. На овај начин смањена је дужина управљачке споне “б” и на тај начин повећана њена крутост против извијања. Постављањем трапеза управљања иза управљачке осовине остварена је његова заштита против механичких оштећења у току експлоатације. Уколико се има у комбинацији система са независним ослањањем управљачких точкова, онда се мора рачунати са замишљеном осом трапеза која спаја тачке А и Б (слика 4) осовинице рукаваца око којих се окрећу точкови. Главни задатак је дефинисање угла положаја бочне полуге трапеза (φ_0).



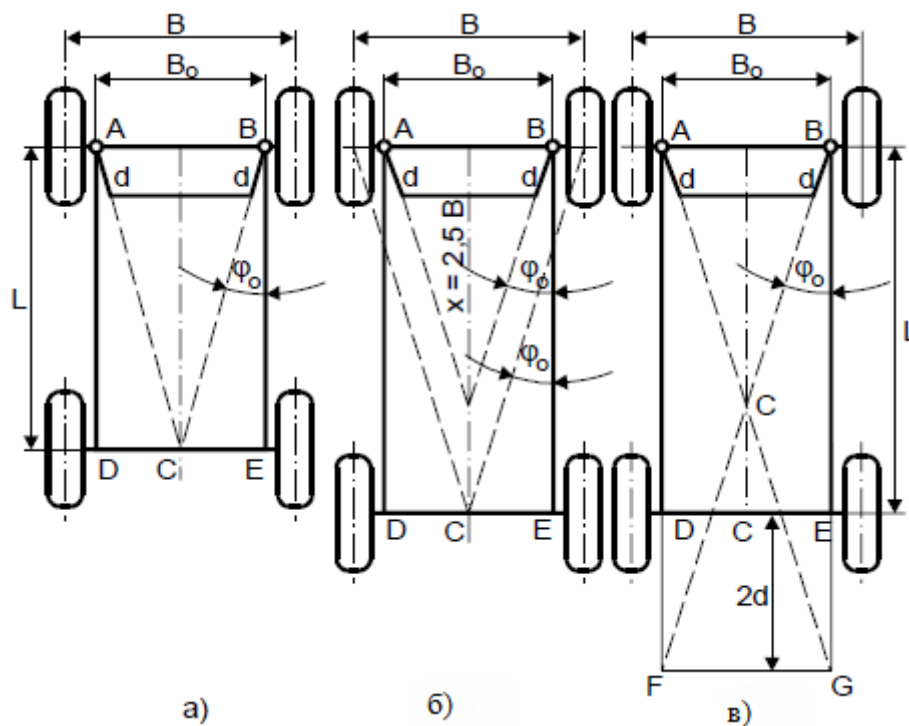
Слика 4. Трапез управљања испред (и иза) осовине [9]

За моторно возило чији однос осовинског растојања и трапа управљачких точкова прелази вредности $\frac{L}{B_0} = 2 \div 2,5$ за дефинисање угла φ_0 користи се графички метод дат на

слици 5 а). Статистички подаци за дужине бочне полуге (d) везани су за дужину возила (L) или предње осовине (B_0) и износе:

$$d = 0,3 \div 0,2 B, \quad (1)$$

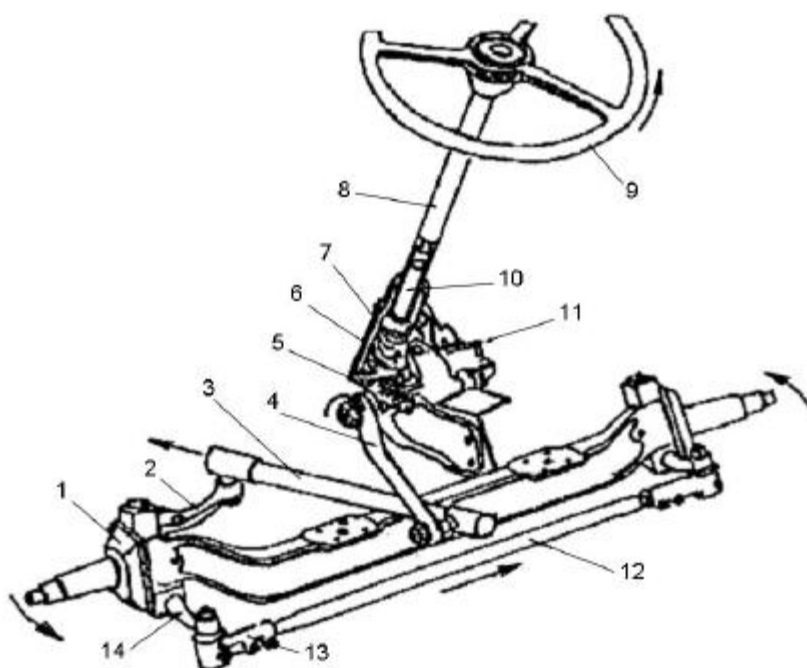
$$d = (0,08 \div 0,16)L. \quad (2)$$



Слика 5. Графичке методе за одређивање угла трапеца [9]

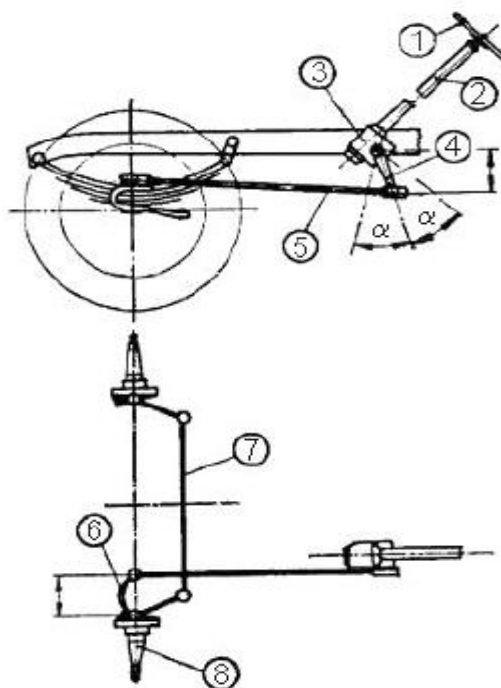
За моторна возила веће дужине од предходно дефинисаног односа, може се одредити одређивањем угла трапеца ϕ_0 према једном од поступака приказаним на слици 10 б) и ц). Са слике 5 јасно се види начин дефинисања угла трапеца ϕ_0 .

Систем за управљање са основним елементима приказан је на слици 6. Окретање точка управљача (9) се преноси преко осовине управљача (10) на управљачки механизам који се у овом случају састоји од пужа (7) и пужног точка (11). За пужни точак чврсто је везана полука (4) која се назива лактасти потискивач (висећа спона). Лактасти потискивач зглобно је везан за уздужну спону (гурајућу спону) (3), која преко зглоба преноси кретање на горњу полуку окретног рукавца (2) те се лијеви рукавац почиње окретати око своје осовинице. Леви рукавац је доњом полугом (14) (иста има и на десном рукавцу) и попречном (везајућом) споном (12) везан за десни рукавац те се тако врши и његово окретање око осовинице, те се на тај начин врши синхронно заокретање управљајућих точкава.



Слика 6. Систем за управљање [9]

Због бољег увида у функционисање система управљања, на слици 7 дат је систем управљања у две пројекције.

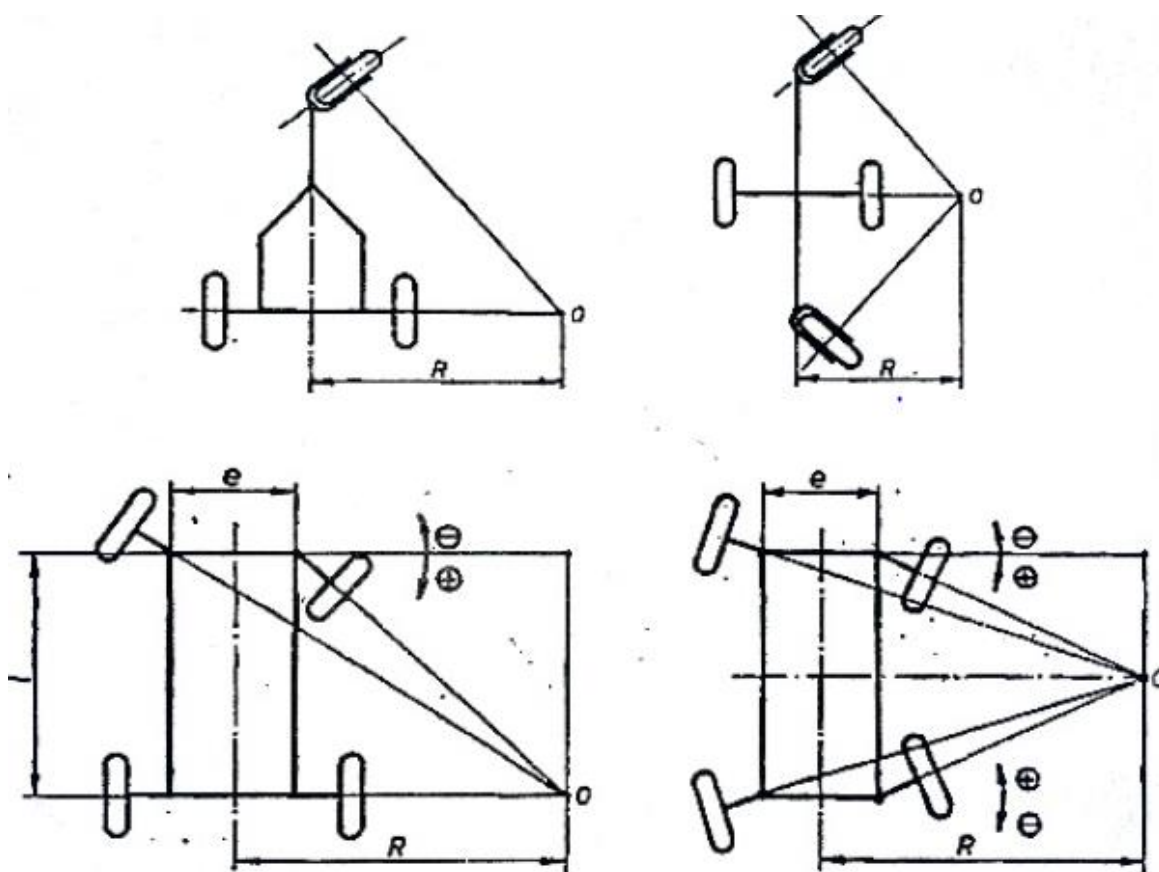


Слика 7. Принцип рада система управљања [9]

Приказани делови на слици су: 1- волан (точак управљача), 2 - стуб управљача, 3 - кућиште управљача, 4 - полуга управљача, 5 - уздужна спона, 6 - полуга рукавца, 7 - трапез управљања који чине три зглобно везане споне, 8 - рукавац точка, [9].

3. ЗАОКРЕТАЊЕ ВОЗИЛА СА ЕЛАСТИЧНИМ ТОЧКОВИМА

Сви уређаји и елементи намењени за остварење заокретања аутомобила чине систем за управљање. Основни кинематски захтев који треба да оствари сваки систем за управљање јесте потпуно котрљање точкова при криволинијском кретању аутомобила уз стабилно држање задатог правца. За остварење правилног котрљања потребно је да се осе свих точкова, сваког момента, секу у једној тачки, као што је то приказано на слици 8.

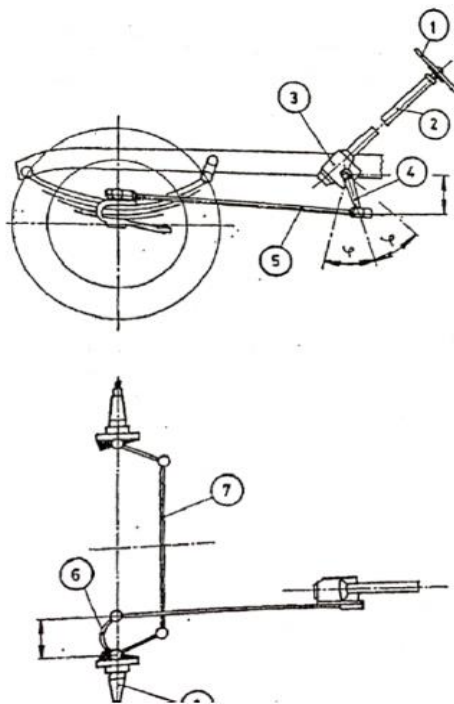


Слика 8. Приказ осе свих точкова које се секу у тачки O [1]

Тачка O је центар заокретања, и постоји претпоставка да су точкови крути. У пракси су точкови бочно еластични, па ће услед дејства бочних сила доћи до скретања точкова. С тим у вези се неће центар заокретања поклапати са центром заокретања у теорији. Приликом кретања возила малом брзином, на то возило делују врло мале бочне силе па се њихово дејство може занемарити.

На слици 9. приказан је систем за управљање који се углавном користи код возила са крутом предњом осовином, тј. код зависног вешања. Са слике се може видети да, на механичком систему за управљање, разликујемо: 1-точак управљача, 2-стуб управљача

(са осовином управљача), 3-кућиште управљача (са преносним елементима). На назубљеној излазној осовини управљача постављена је полуга-рукуница управљача која повезује остале елементе система за управљање, 5-подужна спона, 6-рукуница точка или рукуница рукавца, 7-спона и 8-рукавац, [1].



Слика 9. Основни елементи система за управљање [1]

3.1. Процес заокретања возила са еластичним точковима

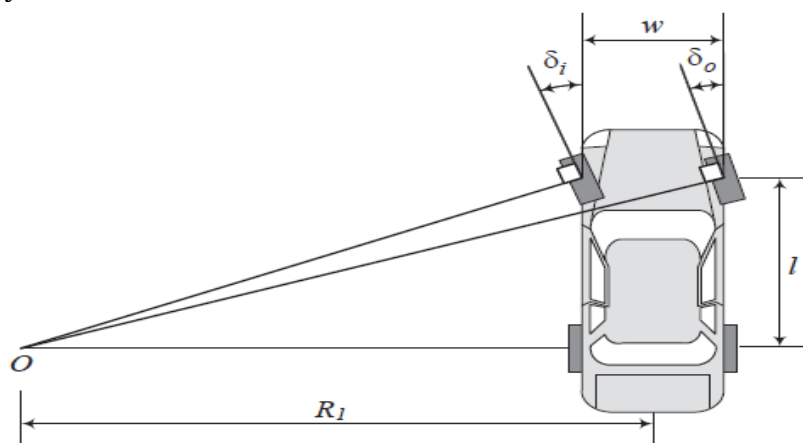
Одржавање жељеног правца кретања возила се омогућава системом за управљање. Избор његових параметра је веома сложен задатак, и у многоме зависи од низа утицајних параметра: система за ослањање, захтева безбедности, проходности, итд. При постављању основног кинематског захтева који систем за управљање мора да задовољи, полази се од минималног, односно максималног полупречника, који је дефинисан СРПС М.НО.012.

3.1.1. Управљање динамиком

За маневрисање возила потребан је управљачки механизам да би се точкови окретали. Ако би се посматрало заокретање класичног двоосовинског аутомобила са предњим управљајућим точковима. Осе управљајућих точкова секу се у тачки О у продужетку осе задње осовине само ако је обезбеђен угао при заокретању α оси унутрашњег точка, а угао β оси спољашњег точка. Између углова α и β потребно је да постоји стална веза.

На слици 10 и 11 је приказано возило са предњим управљачким точковима, где је δ_i угао окретање унутрашњег точка, δ_o угао окретања спољашњег точка. Унутрашњи и спољашњи точкак имају центар у тачки О, [3]:

$$\cot\delta_o - \cot\delta_i = \frac{w}{l}. \quad (3)$$



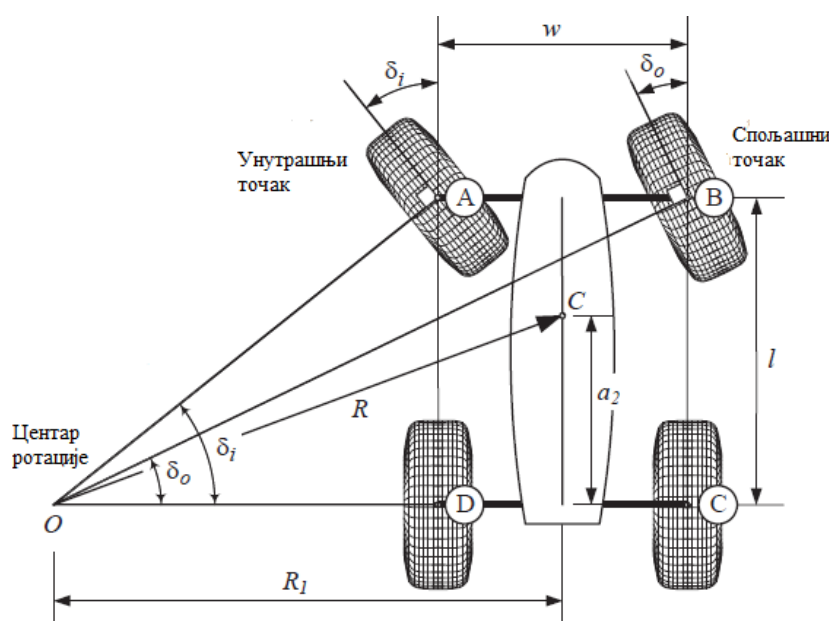
Слика 10. Приказ возила са предњим управљачким точковима [1]

Стаза кретања возила представља растојање између оса управљачких точкова и обележава се w . Међуосовинско растојање је растојање између предње и задње осовине точкова и обележава се l , [3].

Центар возила, са пречником R може се израчунати изразом:

$$R = \sqrt{a_2^2 + l^2 \cot^2 \delta} \quad (4)$$

где је δ средњи угао између унутрашњег и спољашњег точка окретања.

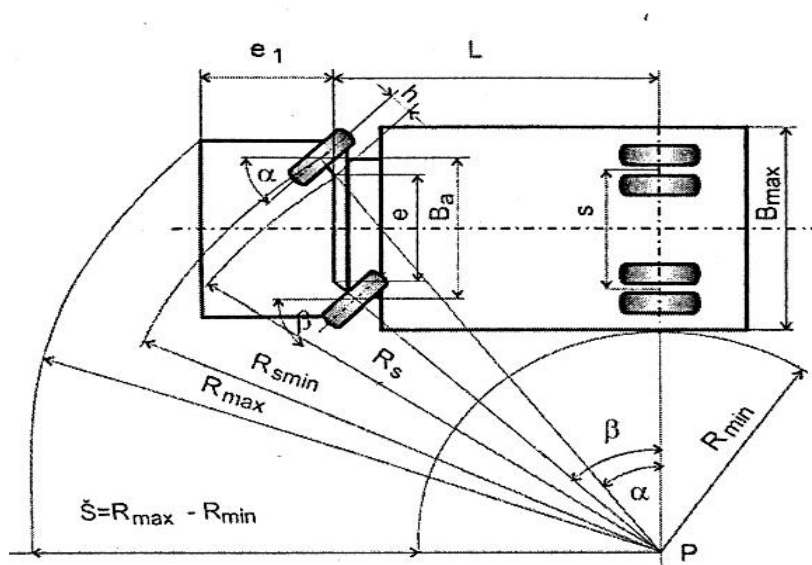


Слика 11. Приказ возила са предњим точком управљача и углови окретања точкова [1]

На слици 12 дат је шематски приказ кинематских захтева при заокретању двоосовинског возила. Кинематски захтев заокретања двоосовинског и троосовинског возила одређен је изразом:

$$\cos\alpha - \operatorname{ctg}\beta = \frac{e}{L}. \quad (5)$$

При дефинисању осног растојања P се обично усваја $(0,30-0,35) \cdot L_2$, [4]. Ако се у обзир узме кинематско заокретање возила, са претпоставком да су точкови бочно крути, могу се израчунати минимални и максимални полупречници заокретања, као и ширина коридора, [5, 6].



Слика 12. Заокретање двоосовинског возила [1]

3.2. Гранични углови заокретања моторних возила

У одређеним условима на путу (велики успон и клизав пут) није могуће остварити заокретање возила, [7, 8]. У овом делу су приказане граничне могућности управљања возилом у одређеним условима (успон, лед) у зависности од положаја погонских мостова. Возило се на великим успонима креће малим константним брзинама, па се утицај центрифугалних сила може занемарити. За различит положај погонских точкова биће одређени гранични углови заокретања.

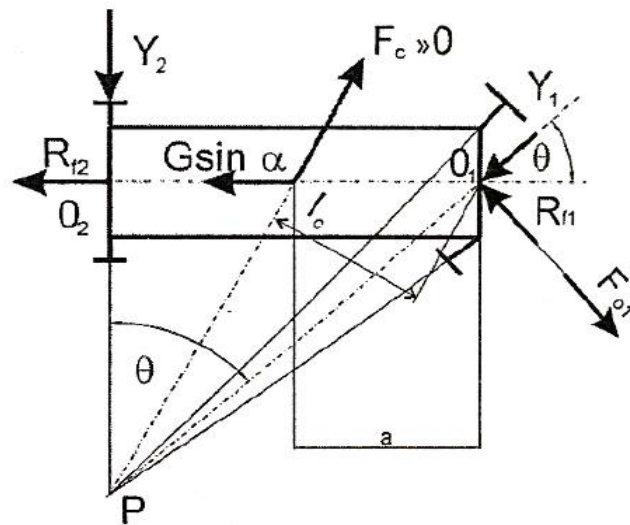
Погон задњим точковима

Са слике 13 и теорије познате из [7, 8] следе релације:

$$-Y + (F_{02} - R_{f2} - G \sin\alpha) \sin\Theta - Y_2 \cos\Theta = 0, \quad (6)$$

$$Y_2 L - F_C l_c = 0. \quad (7)$$

Из услова кретања следи да је $Y_2 \approx 0$.



Слика 14. Шема сила при заокретању возила са предњим погоном [2]

Погон свимм точковима

На основу слике 15 може се написати:

$$(F_{02} - R_{f2} - G \sin \alpha) \cos \Theta - R_{f1} + F_{01} = 0, \quad (16)$$

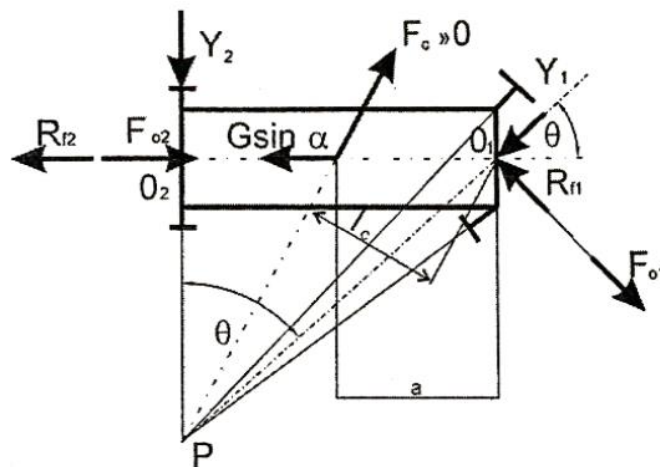
$$(F_{02} - R_{f2} - G \sin \alpha) \sin \Theta - Y_1 = 0, \quad (17)$$

$$Y_2 - F_c l_c = 0. \quad (18)$$

Из услова кретања следи да је $Y_2 \approx 0$, [2].

Израз којим се може дефинисати услов при коме је могуће управљати возилом, користећи предходне изразе, а имајући у виду максималне величине бочних и вучних сила, је:

$$\operatorname{tg} \Theta \leq \sqrt{\frac{\varphi^2}{(\varphi + f)^2} - 1}. \quad (19)$$



Слика 15. Шема сила при заокретању возила „светочкаша“ [2]

Сила која делује на погонске точкове у овом случају одређена је изразом:

$$F_{OX} = F_{01} + F_{02} \cos \Theta. \quad (20)$$

На основу предходних израза, очигледно је да су гранични углови заокретања возила и силе које покрећу управљиве тачкове у правцу O_x осе функција положаја погонских тачкова, [2].

4. СТАБИЛНОСТ УПРАВЉАЊА

За аутомобил кажемо да има стабилно управљање уколико се под дејством поремећајних сила почетне амплитуде осциловања око жељеног курса кретања брзо смањују, враћајући аутомобил у првобитно стабилно стање кретања. Уколико путања стварног кретања аутомобила све више одступа од жељене трајекторије, или уколико се појављују осцилације око жељене трајекторије са све већим амплитудама, за управљање кажемо да је нестабилно. У првом случају возач лако одржава кретање аутомобила по жељеној трајекторији, док у другом случају возач није у стању да одржи кретање аутомобила по жељеној трајекторији или то постиже са великим напором, [1].

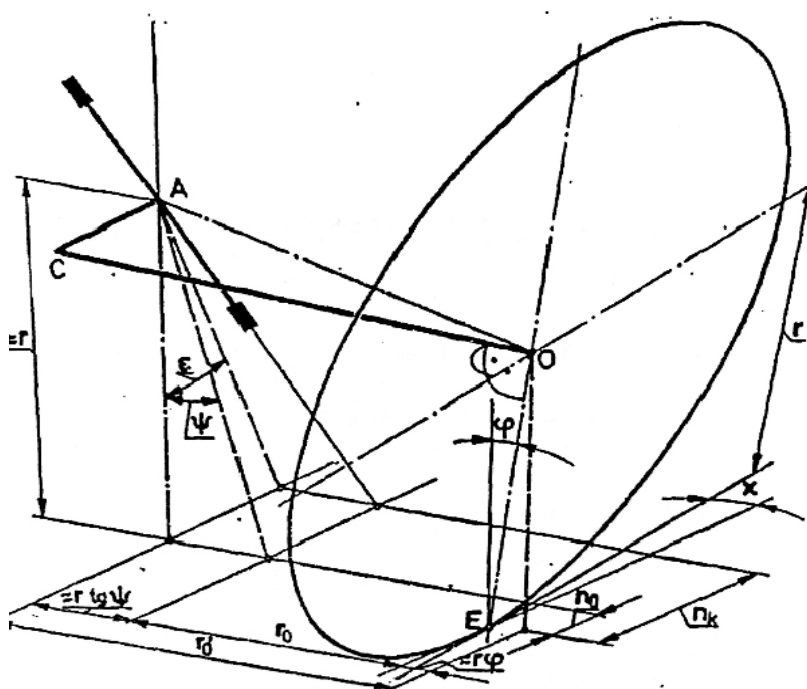
Најчешће поремећајне силе при кретању аутомобила су бочне силе, и оне настају услед кретања аутомобила по криволинијском путу, услед бочног ветра или услед неравнина, односно бочног нагиба пута.

4.1. Конструктивни параметри који утичу на стабилност возила

Положај управљајућих тачкова у односу на праволинијско кретање аутомобила карактеришу конструктивне величине (параметри), који су приказани на слици 16.

Конструктивни параметри приказани на слици су:

- n_k - контруктивни затур,
- n_o - осни затур,
- $n_z = c$ – траг скретања,
- φ - угао нагиба точка,
- Ψ - угао нагиба осовинице рукава,
- ε - угао затура осовинице рукава,
- χ - угао конвергенције,
- r_0 - траг котрљања при заокретању, [1].



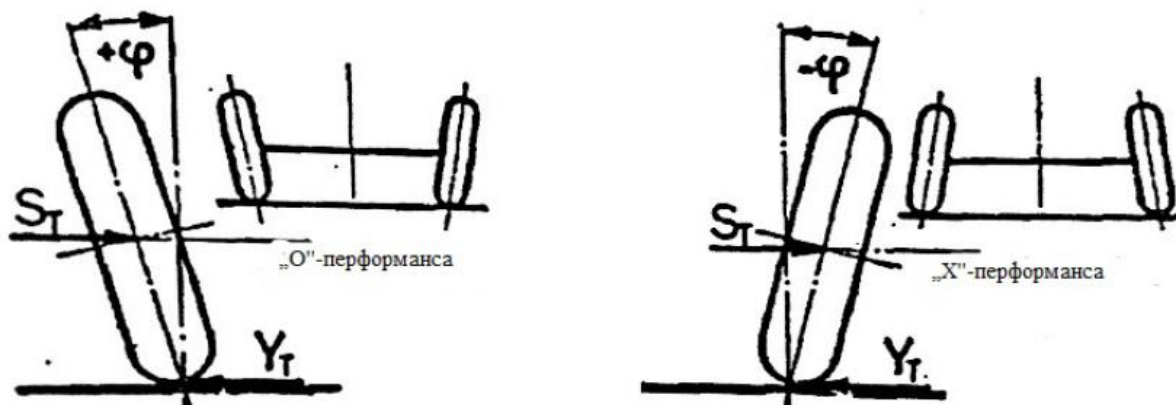
Слика 16. Конструктивне величине [1]

4.1.1. Траг котрљања при заокретању

Траг котрљања при заокретању ρ_0 представља растојање између тачке продора осе осовине рукавца кроз раван тла и средишње тачке контактне површине пнеуматика са тлом (приказано је на слици 16).

4.1.2. Угао нагиба точка

Угао нагиба точка φ представља угао између равни точка и управне равни на тло. Углавном се угао φ узима као позитиван уколико раван точка одступа од управне равни на тло у поље, односно као негативан уколико је ово одступање у правцу подужне равни симетрије возила, што је приказано на слици 17.



Слика 17. Приказ угао нагиба точка [1]

На слици 18 приказана је промена бочне силе у зависности од угла нагиба точка са које је очигледно да истом углу скретања одговара већа бочна сила за $\varphi < 0$, односно мања бочна сила за $\varphi > 0$. За мале углове скретања можемо да пишемо:

$$S_T = Y_T = k\delta - p\varphi \quad (21)$$

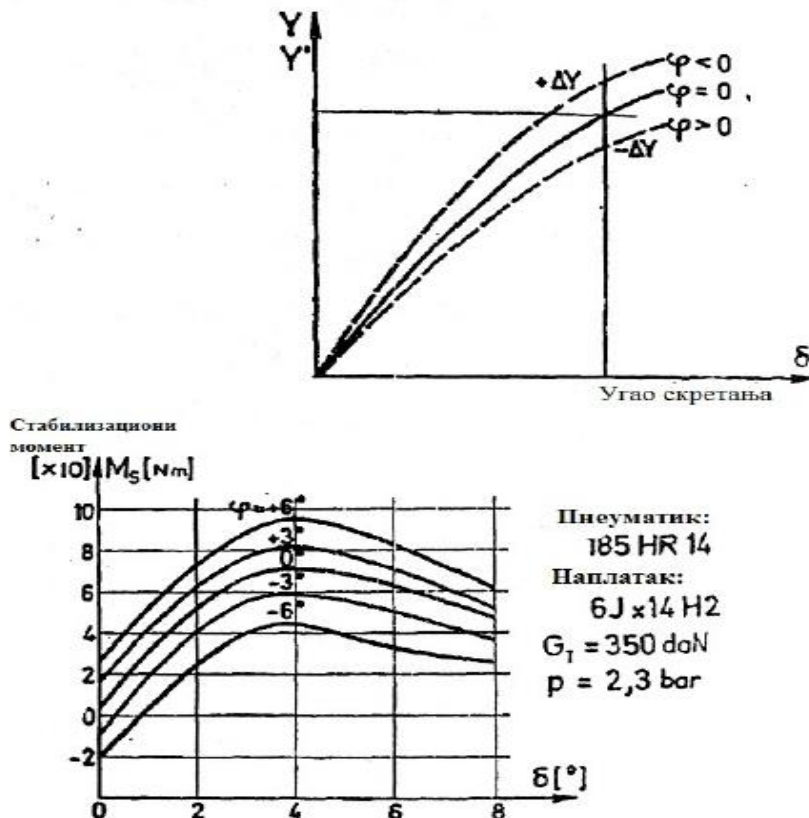
где је p константа пропорционалност утицаја угла φ . Утицај угла нагиба точка знатно је већи код радијалних пнеуматика него код других пнеуматика.

Момент стабилизације повећава се са повећањем угла φ при константном углу скретања. Момент стабилизације приказан је на слици 18. Момент M_s можемо да изразимо као:

$$M_s = Y_{TC} + p_M\varphi = k\delta c + p_M\varphi \quad (22)$$

где је p_M константа пропорционалност момента стабилизације, [1].

Са повећањем угла нагиба точка, смањује се бочна сила за исти угао скретања, односно при истој бочној сили повећава се угао скретања предњих управљајућих точкова, чиме се аутомобил приближава понашању недовољно заокретљивог. Услед заокретања аутомобила, те додатног оптерећења спољашњих точкова ремети се симетрија бочних реакција тла спољашњег и унутрашњег точка.



Слика 18. Промена зависности $Y_T = f(\delta)$ са променом угла нагиба точка [1]

Из конструктивних разлога се обезбеђује позитиван нагиб управљајућих точкова из два разлога:

- да се смањи траг котрљања при заокретању r_o ,
- да се обезбеди равномерније напрезање i , с тим у вези, хабање пнеуматика на неравном путу.

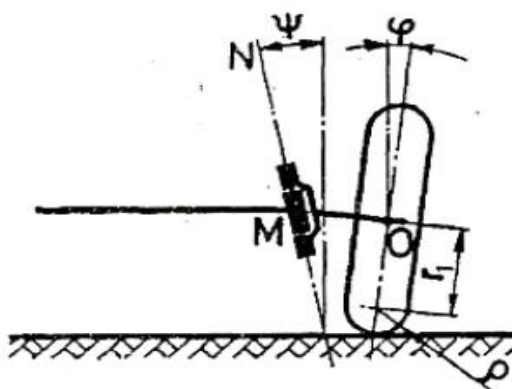
На величину r_o се може утицати врло ефикасно избором одговарајућег нагиба осовинице рукавца Ψ . Угао нагиба точка је углавном до $0,5^\circ$, код путничких аутомобила, односно $1-1,5^\circ$ код привредних возила. Код путничких возила је све чешћа вредност $\varphi=0$, [1].

4.1.3. Угао нагиба осовинице рукавца

Угао нагиба осовинице рукавца Ψ представља угао осовинице у попречној равни возила у односу на подужну раван управну на тло. Угао нагиба осовинице рукавца остварује се са циљем смањења трага котрљања r_o . Са овим углом остварује се:

- при заокретању точкова повећава се нагиб спољашњег точка, односно смањује нагиб унутрашњег точка, и самим тим смањује се угао затура осовинице спољашњег точка, односно повећава се угао затура унутрашњег точка. Такође се смањује моменат стабилизације спољашњег точка који иначе преноси већу бочну реакцију тла,
- при заокретању точкова појављује се ефекат подизања предњег краја возила, па ће се услед овога повећавати потребна сила за управљање уз истовремено дејство додатног момента стабилизације, с обзиром да точкови под дејством овога момента теже да се врате у положај праволинијског кретања,
- са повећањем угла нагиба спољашњег точка тежи се ка недовољно заокретљивом возилу, што је код класичног возила са задњим погоном врло повољно јер је код ових возила јако изражена тежња сувишно заокретљивог возила при вожњи у кривини са убрзањем.

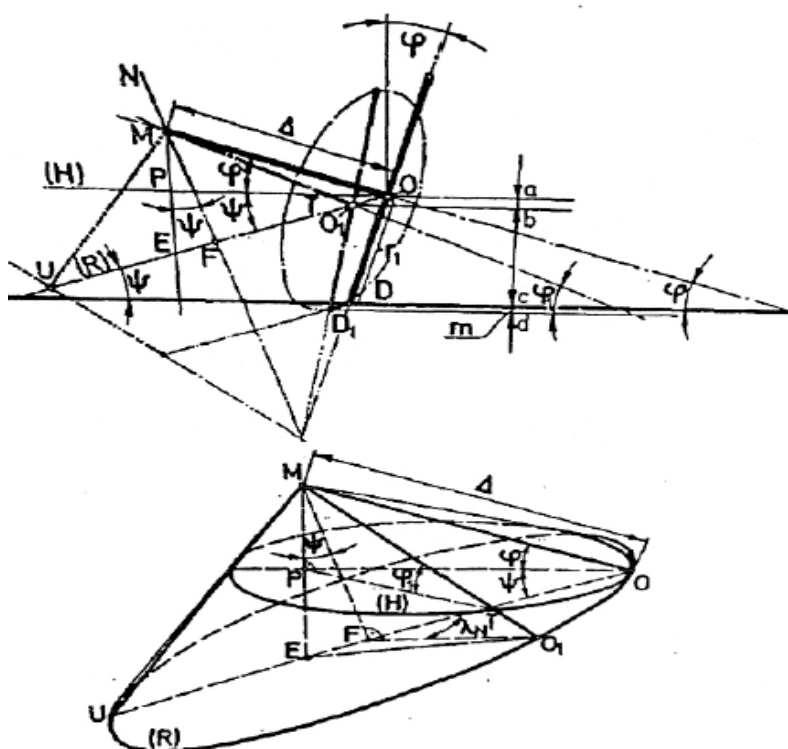
На слици 19 приказан је десни управљачки точак који се налази у неутралном положају. На слици су приказани и карактеристични углови φ и Ψ . При заокретању рукавца, точак тежи да се котрља надолу, што је немогуће с обзиром да је у контакту са тлом. Услед тога врши се подизање рукавца и десног предњег дела аутомобила, [1].



Слика 19. Десни управљачки точак у неутралном положају [1]

Вертикално померање осе рукавца може се пратити преко величине r_1 која представља растојање од осе точка до центра полупречника кривине профила пнеуматика, приказаној на слици 17.

На слици 20 приказан је рукавац у два положаја рукавца, односно десног управљајућег точка. У неутралном положају рукавац заузима положај MO а центар профила пнеуматика налази се у тачки D . При углу заокретања λ рукавац ће заузети положај MO_1 и тада ће се величина r_1 наћи у положају O_1D_1 . Испрекиданим линијама означен је положај механизма при заокретању рукавца за 180° , [1].



Слика 20. Положај рукавца десног управљајућег точка [1]

Са слике 23 имамо вертикално померање центра точка O_1 при заокретању за произвољни угао λ_n , мерено у равни управној на раван осовинице рукавца.

$$m = \overline{ab} + \overline{bd} - \overline{ac}. \quad (23)$$

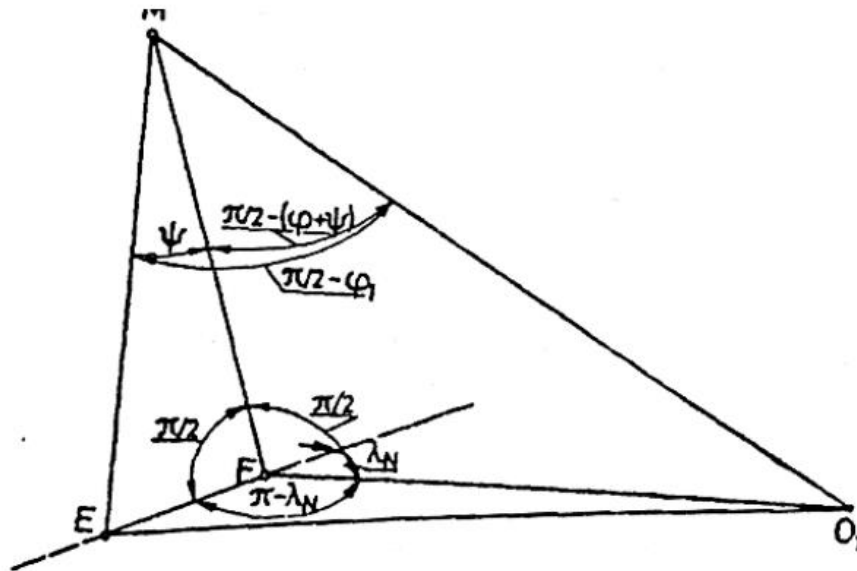
Даље имамо:

$$\begin{aligned} \overline{ab} &= \overline{OO_1} \sin \Psi = (\overline{OF} - \overline{O_1F}) \sin \Psi = [\Delta \cos(\varphi + \Psi) - \Delta \cos(\varphi + \Psi) \cos \lambda_N] \sin \Psi = \\ &= \Delta \cos(\varphi + \Psi) \sin \Psi (1 - \cos \lambda_N). \end{aligned} \quad (24)$$

За одређивање одсечака $\overline{bd}$ и $\overline{ac}$ са слике имамо директно:

$$\overline{ac} = \overline{OD} \cos \varphi = r_1 \cos \varphi; \quad \overline{bd} = \overline{O_1D_1} \cos \varphi_1 = r_1 \cos \varphi_1. \quad (25)$$

Код ових израза, φ_1 представља угао нагиба точка који одговара углу заокретања λ . Угао φ_1 може се одредити на следећи начин: кроз тачку О повлачимо хоризонталну раван (Н), из тачке М спуштамо нормалну на ову раван, дуж МР. Пројекција дела изводнице МТ на хоризонталну раван (Н) поклопиће се са правом РТ. Угао МТР представљаће нови угао нагиба точка φ_1 . Одређивање угла φ_1 преко познатих углова φ , Ψ и λ приказано је на слици 21, на којој је представљен сферни троугао М-Е O_1 издвојен са предходне слике 20.



Слика 21. Графички приказ за одређивање угла φ_1 [1]

На основу срачунате величине φ_1 добијамо за одсечак $\overline{bd}$:

$$\begin{aligned} \overline{bd} &= r_1 \cos \varphi_1 = r_1 \sqrt{1 - \sin^2 \varphi_1} = \\ &= r_1 \sqrt{1 - [\sin(\varphi + \Psi) \cos \Psi - \cos(\varphi + \Psi) \sin \Psi \cos \lambda_N]^2}. \end{aligned} \quad (26)$$

Коначно добијамо израз за одсечак m уз скраћено означавање:

$$m = \Delta \cos \Phi \sin \Psi (1 - \cos \lambda_N) + r_1 \sqrt{1 - [\sin \Phi \cos \Psi - \cos \Phi \sin \Psi \cos \lambda_N]^2} - r_1 \cos \varphi. \quad (27)$$

Између угла заокретања рукавца у равни управној на осу осовинице рукавца (раван R управна на осу N) λ_n и угла заокретања точка у хоризонталној равни λ , постоји веза:

$$\operatorname{tg} \lambda = \operatorname{tg} \lambda_N \cos \Psi. \quad (28)$$

Као што је познато, између углова заокретања спољашњег и унутрашњег точка β и α , постоји веза:

$$\operatorname{ctg} \beta - \operatorname{ctg} \alpha = \frac{e}{l}. \quad (29)$$

У посматраном случају можемо да сматрамо да је стабилизациони момент услед подизања предњег краја возила пропорционалан раду који се изврши при подизању. Ако је G_A тежина предњег дела возила m'' – подизање спољашњег точка, m' – подизање унутрашњег точка и m_s – средња вредност подизања предњег краја биће:

$$M_s = G_a \frac{m' + m''}{2} \approx G_A m_s. \quad (30)$$

Уколико бисмо желели тачно да срачунамо величину m_s потребно је да за одабране вредности заокретања, на пример унутрашњег точка α да срачунамо одговарајуће вредности угла β , па на основу формуле да срачунамо углове λ_N' и λ_N'' . У складу са усвојеним ознакама треба имати у виду да је $\alpha = \lambda'$ и $\beta = \lambda''$, [1].

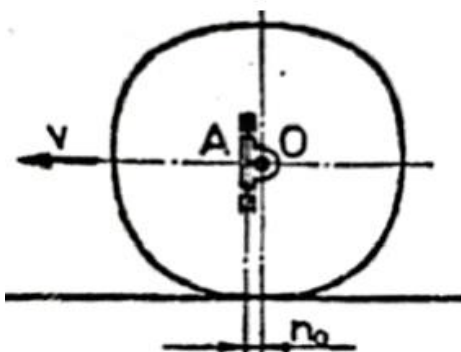
4.1.4. Угао затура осовинице рукавца

Угао затура осовинице рукавца представља нагиб осовинице рукавца у подужној равни возила. У вези са углом затура појмови конструктивни затур n_k и осни затур n_0 .

Угао затура осовинице рукавца ε остварује се нагибом осовинице уназад у односу на попречну осу возила, чиме се добија продор осе у равни тла испред средине контактне површине. На тај начин бочна реакција образује момент на точку који тежи да заокрене точак у правцу дејства реакције. Конструктивном затуру n_k додаје се траг скретања s . Такође, моменту стабилизације услед затура додаје се момент стабилизације услед скретања, који као што знамо, у почетку расте са повећањем угла скретања до извесне величине а затим опада са даљим повећањем угла скретања.

Заједничко дејство ова два момента омогућавају стварање потребни осећаја возача при управљању. Ефекат стабилизације услед затура осовинице може се постићи

и постављањем осовинице вертикално али померене испред осе точка на растојање n_0 које називамо осни затур, и приказан је на слици 22, [1].



Слика 22. Осни затур [1]

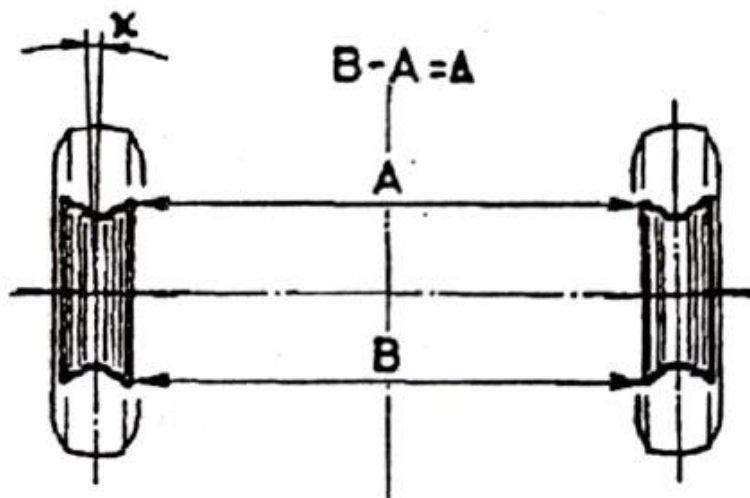
У том случају бочна реакција тла Y_T образује момент у односу на осу осовинице.

$$M_s = Y_T n_0 \sin \lambda. \quad (31)$$

Иако геометријски посматрано изгледа једноставније обезбеђење затура на приказан начин, слика 22, оно у суштини поскупљује и компликује производњу рукавца па се у пракси не примењује.

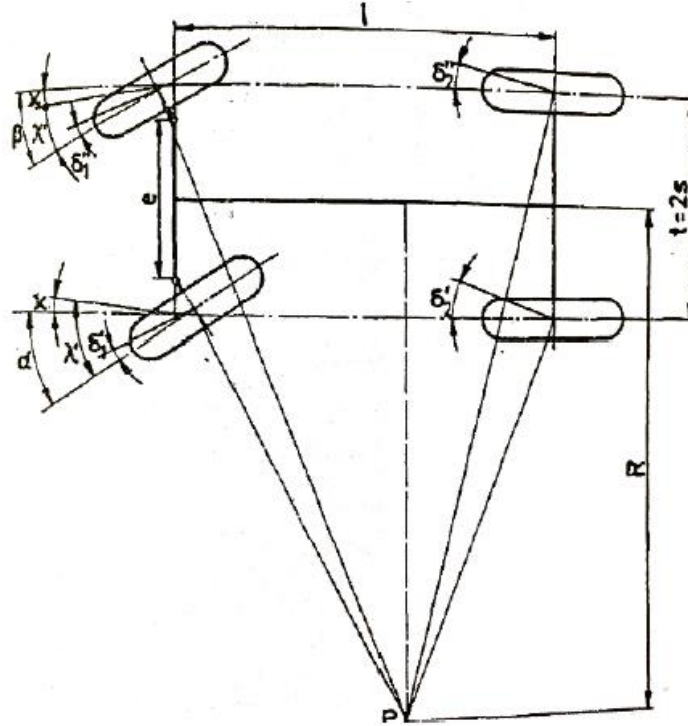
4.1.5. Угао конвергенције (дивергенције)

Угао конвергенције χ представља угао одступања између стварног и теоријског правца равни точка. Ово одступање може бити усмерено ка унутрашњости возила према подужној равни симетрије, или упоље. У првом случају ради се о конвергенцији а у другом о дивергенцији управљајућих точкова: Најчешће се исказује као разлика мерена на рубу наплатака испред и иза осе точкова, као што је приказано на слици 23.



Слика 23. Разлика између рубу наплатака испред и иза осе точкова [1]

Угао конвергенције (дивергенције) x , обезбеђује управљајућим точковима боље прихватање дејства произвољних бочних сила. Утицај угла конвергенције представљен је на шеми заокретања аутомобила са бочно еластичним точковима, слика 24.



Слика 24. Шема заокретања аутомобила са бочно еластичним точковима [1]

Стварне углове заокретања управљајућих точкова обележавамо са λ' и λ'' . У односу на подужну осу аутомобила точкови заклапају углове:

$$\alpha = \lambda' - x, \beta = \lambda'' + x. \quad (32)$$

Користећи се једначинама можемо да напишемо:

$$\lambda' - x = \frac{1}{R-s} - \frac{1}{k_2} * \frac{R-s}{2R} * \frac{G}{g} * \frac{V^2}{R} * \frac{a}{1} + \frac{1}{k_1} Y'_1, \quad (33)$$

$$\lambda'' + x = \frac{1}{R+s} - \frac{1}{k_2} * \frac{R+s}{2R} * \frac{G}{g} * \frac{V^2}{R} * \frac{a}{1} + \frac{1}{k_1} Y''_1. \quad (34)$$

Предходне две једначине добијене су за позитиван угао x који смо назвали угао конвергенције точкова. За $x < 0$ имамо случај дивергенције точкова. Одговарајуће једначине добијамо ако у једначину (33) и (34) извршимо замену стављајући $x = -x$.

Сабирањем једначина добијамо:

$$\lambda' + \lambda'' = \frac{2Rl}{R^2 - s^2} - \frac{l}{k_2} * \frac{G}{g} * \frac{V^2}{R} * \frac{a}{1} + \frac{1}{k_1} (Y'_1 + Y''_1), \quad (35)$$

или узимајући у обзир једначину:

$$\lambda' + \lambda'' = \frac{2Rl}{R^2 - s^2} - \frac{G}{g} * \frac{V^2}{R} * \frac{l}{1} \left(\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1} \right). \quad (36)$$

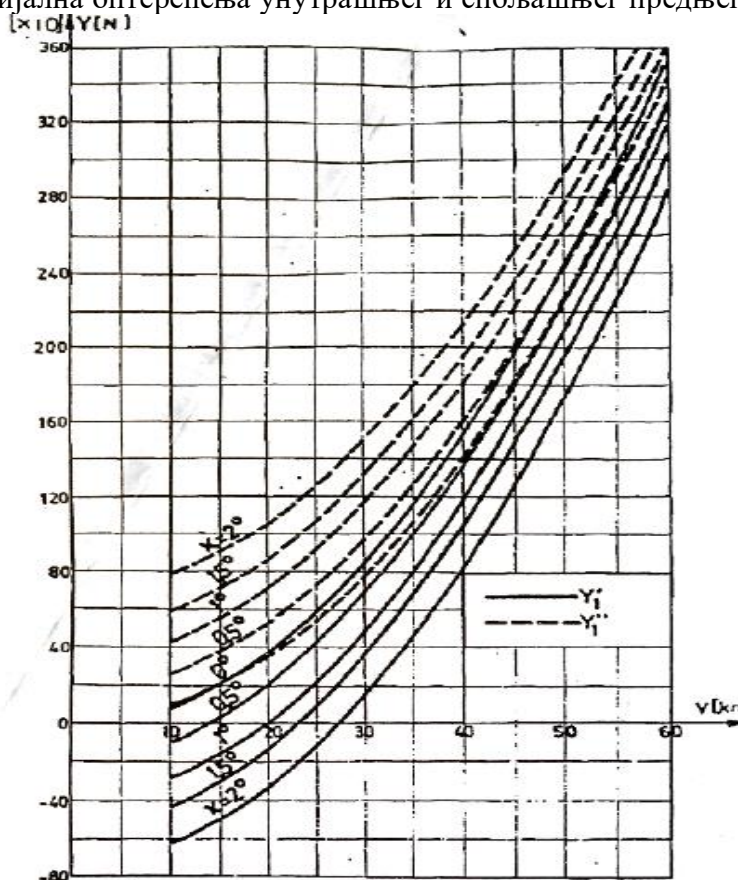
На сликама 25, 26, 27 и 28 приказане су криве срачунате на напред описан начин за аутомобил чији су технички подаци: $G=12000\text{ N}$, $l=2,4\text{ m}$, $a/l=0,6$, $s/l=0,25$, $e/l=0,4$ и $k_1 = k_2 = 20000 \frac{\text{N}}{\text{rad}}$. (37)

На сликама 25 и 26 дати су Сликаски прикази зависности бочних реакција Y'_1 и Y''_2 на унутрашњем и спољашњем предњем точку од брзине V , полупречника кривине R и угла конвергенције χ . При повећању брзине, односно смањивањем полупречника расту бочне реакције тла. Ако би се повећавао угао конвергенције, $\chi > 0$, бочна реакција на унутрашњем точку Y'_1 би се смањивала, а на спољашњем Y''_1 би се повећавала. Класичан облик трапеза управљања повећава бочну реакцију Y'_1 , а тиме и хабање пнеуматика унутрашњег точка, и њено смањење услед конвергенције утиче у позитивном смеру.

За максималну бочну стабилност предње управљачке осовине треба да буде испуњен услов:

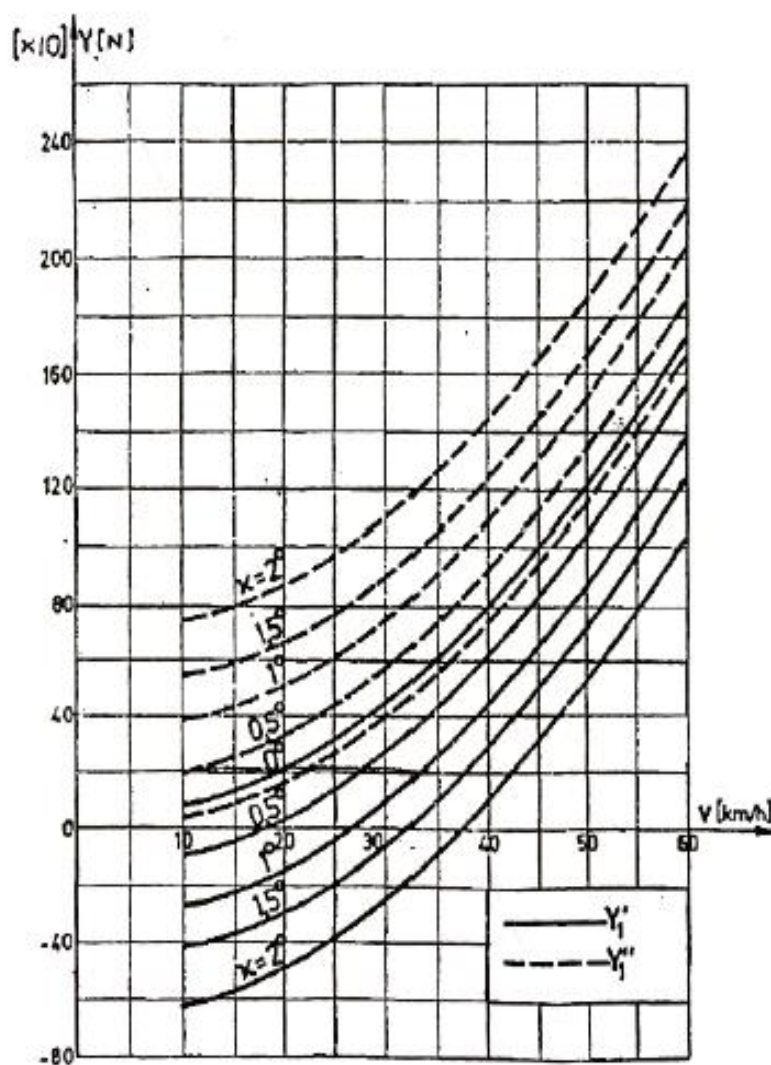
$$\frac{Y'_1}{Z'_1} = \frac{Y''_1}{Z''_1}, \quad (38)$$

где су: Z'_1, Z''_1 радијална оптерећења унутрашњег и спољашњег предњег точка.



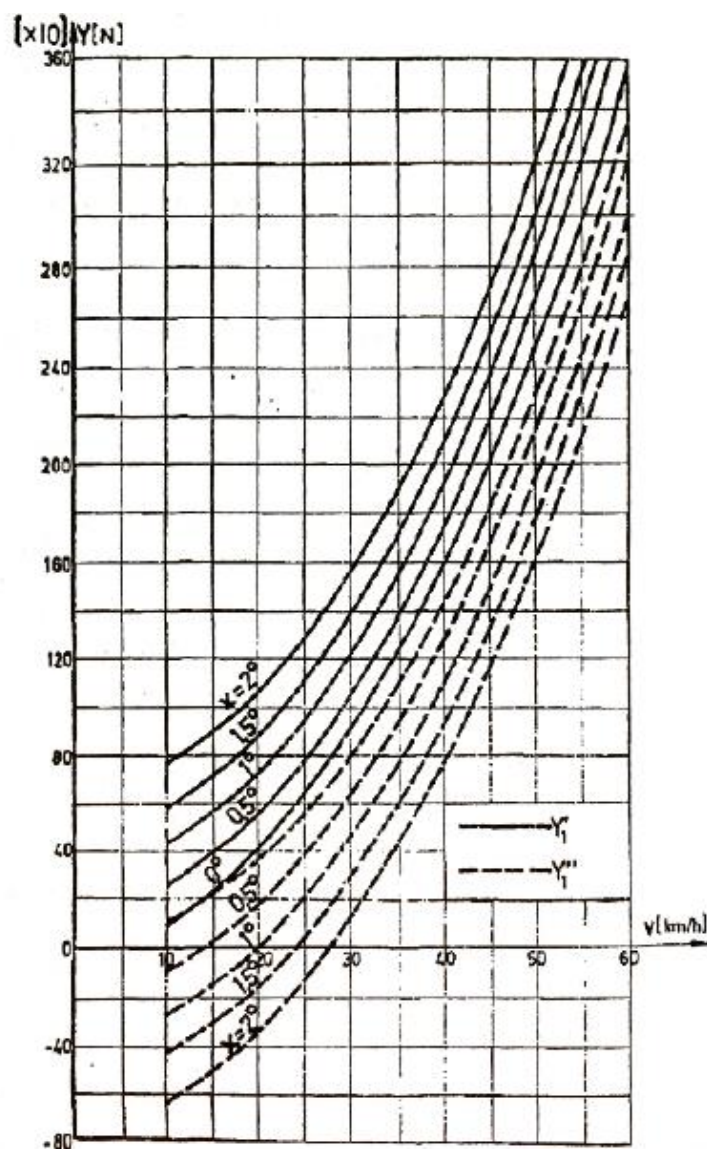
Слика 25. Утицај брзине кретања и угла конвергенције на величине бочних сила при заокретању возила, $R=20\text{ [m]}$ [1]

Како је при кретању у кривини $Z'_1 < Z''_1$, стабилност предње осовине представља однос $Y'_1 < Y''_1$. Знатније увећање угла конвергенције ($\chi > 0$) предњих точкова аутомобила не може се препоручити, јер се упоредно са углом χ повећава и хабање пнеуматика. Ово следи из става да се конвергенцијом смањује хабање пнеуматика смо при кретању аутомобила у кривини, када је и радијално оптерећење на унутрашњем точку смањено. При праволинијском кретању аутомобила оба предња точка крећу се под углом према средњој равни што доводи до повећаног хабања пнеуматика.



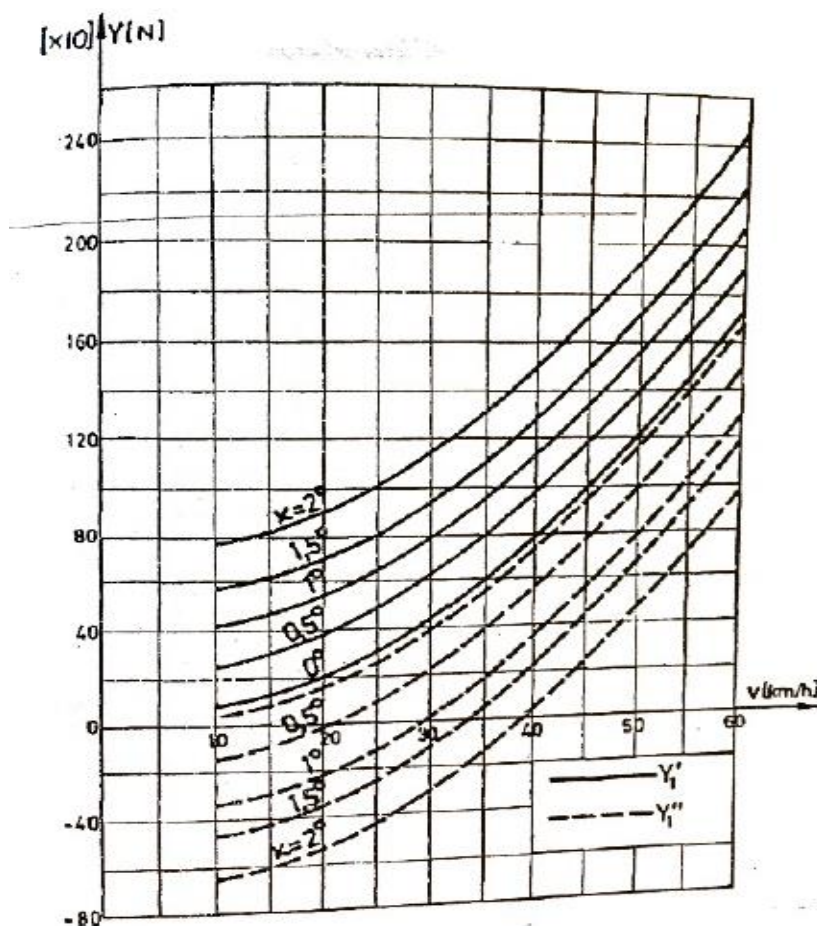
Слика 26. Утицај кретања и угла конвергенције на величине бочних сила при заокретању возила, $R=40$ [m] [1]

На сликама 27 и 28 приказане су зависности бочних реакција од услова кретања за случај дивергенције управљајућих точкова ($\chi=0$).



Слика 27. Утицај брзине кретања и угла дивергенције на величине бочних сила при заокретању возила, $R=20$ [m] [1]

На основу напред реченог као и анализе приказаних слика можемо закључити следеће: угао дивергенције неповољно утиче на бочну стабилност и хабање пнеуматика како при праволинијском тако и при криволинијском кретању. Угао конвергенције се обезбеђује предњим точковима у таквим границама да се компензира утицај деформација елемената управљачког механизма и тиме спречи евентуална могућност појаве дицергенције точкова, [1].



Слика 28. Утицај брзине кретања и угла дивергенције на величине бочних сила при заокретању возила, $R=40$ [m] [1]

4.2. Анализа стабилности управљања аутомобила без заокретања

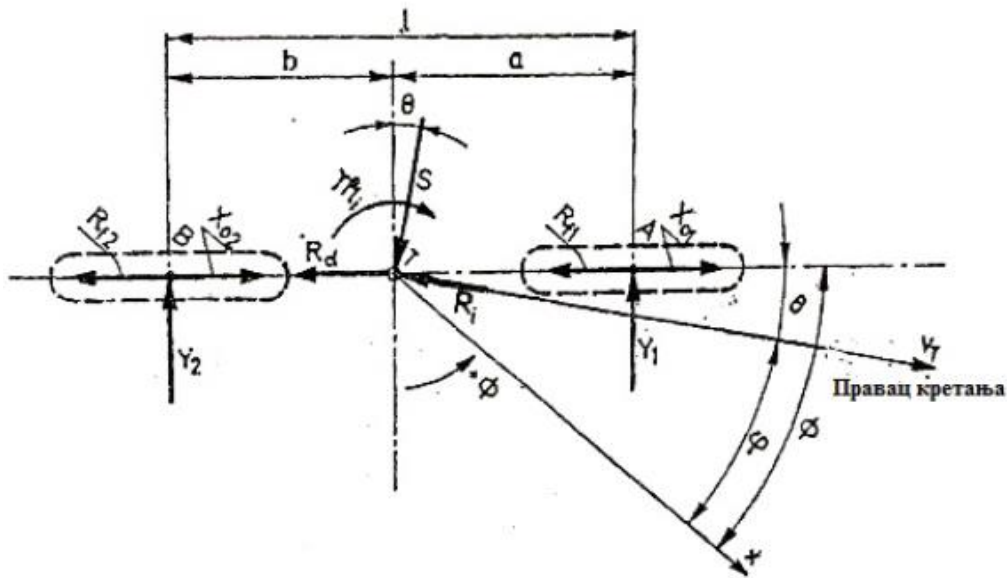
Најчешће се полази од модела аутомобила са једним трагом, који је приказан на слици 29. Као главну осу узимамо подужну осу пута x , која представља истовремено жељени правац кретања.

Правац кретања одступа од непомичне осе x за неки угао φ . Тежиште аутомобила се при томе креће транслаторно са моменталном брзином V_T по својој трајекторији (правац V_T). Подужна оса возила одступа за угао скретања тежишта Θ од стварне трајекторије тежишта.

Поред транслаторног померања тежишта возило има и обрнуто – угаоно померање око тежишта z осе. Угаона брзина, односно угаоно убрзање, износе:

$$\dot{\Phi} = \dot{\varphi} + \dot{\Theta}, \quad (39)$$

$$\ddot{\Phi} = \ddot{\varphi} + \ddot{\Theta}. \quad (40)$$



Слика 29. Модел аутомобила са једним трагом [1]

На аутомобил дејствују још следеће силе:

- $F_{01} \approx X_{01}$ - погонска сила напред,
- $F_{02} \approx X_{02}$ - погонска сила назад,
- $F_{02} = F_{01} + F_{02}$ -укупна погонска сила,
- R_{f1}, R_{f2} – отпори при котрљању предњих односно задњих точкова,
- R_u - укупна сила отпора пута,
- $R_f = R_{f1} + R_{f2}$ - укупан отпор при котрљању,
- $R_\alpha = G \sin \alpha$ – отпор услед нагиба пута,
- $R_i = M * j = \frac{G}{g} * j$ - отпор при убрзавању,
- $S = F_i$ - центрифугална сила,
- Y_1, Y_2 - бочне реакције тла напред, односно назад,
- $Y = Y_1 + Y_2$ - укупна бочна реакције тла.

Отпор ваздуха се у овим случајевима занемарује. Равнотежа момената свих сила за z осу даје:

$$J_z \ddot{\Phi} = Y_1 * a - Y_2 * b, [1]. \quad (41)$$

Равнотежа свих сила у правцу кретања, према слици 32, даје:

$$(F_0 - R_f - R_\alpha) \cos \theta - R_i - Y_1 \sin \theta - Y_2 \sin \theta = 0, \quad (42)$$

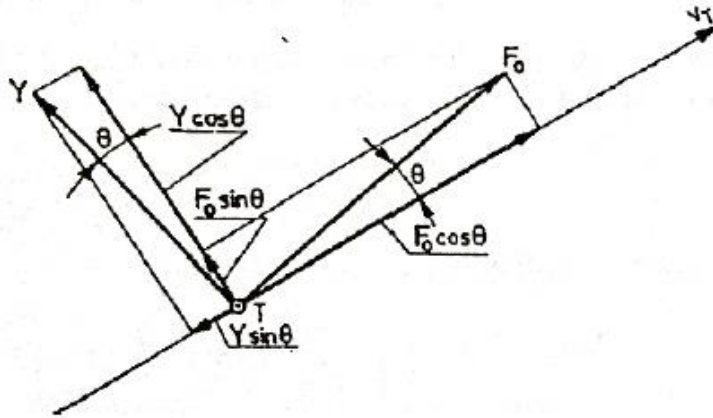
$$(F_0 - R_u) \cos \theta - R_i - Y \sin \theta = 0. \quad (43)$$

Управно на правац кретања дејствује центрифугална сила:

$$S = F_c = M \frac{V_T^2}{R} = M_{VT} \frac{V_T}{R} = M_{VT} \omega = M_{VT} \dot{\varphi}. \quad (44)$$

Равнотежа свих сила управна на правац кретања (правац V_T), приказан на слици 30:

$$M_{VT} \dot{\varphi} = (F_0 - R_u) \sin \theta + Y \cos \theta. \quad (45)$$



Слика 30. Равнотежа свих сила управна на правац кретања [1]

Возило креће константном брзином $V_i = \text{const.}$ Претпоставља се да је угао θ мали, $\cos \theta \approx 1$ и $\sin \theta \approx \text{tg} \theta \approx \theta$, па једначина за кретање константном брзином ($R_i = 0$), гласи:

$$F_0 - \sum R = Y * \theta. \quad (46)$$

На основу предходне једначине добијамо једноставнији облик за једначину:

$$M_{VT} \dot{\varphi} = Y \theta^2 + Y. \quad (47)$$

За мале углове θ можемо величину другог реда θ^2 да занемаримо стављајући $\theta^2 \approx 0$, па једначина гласи:

$$M_{VT} \dot{\varphi} \approx Y. \quad (48)$$

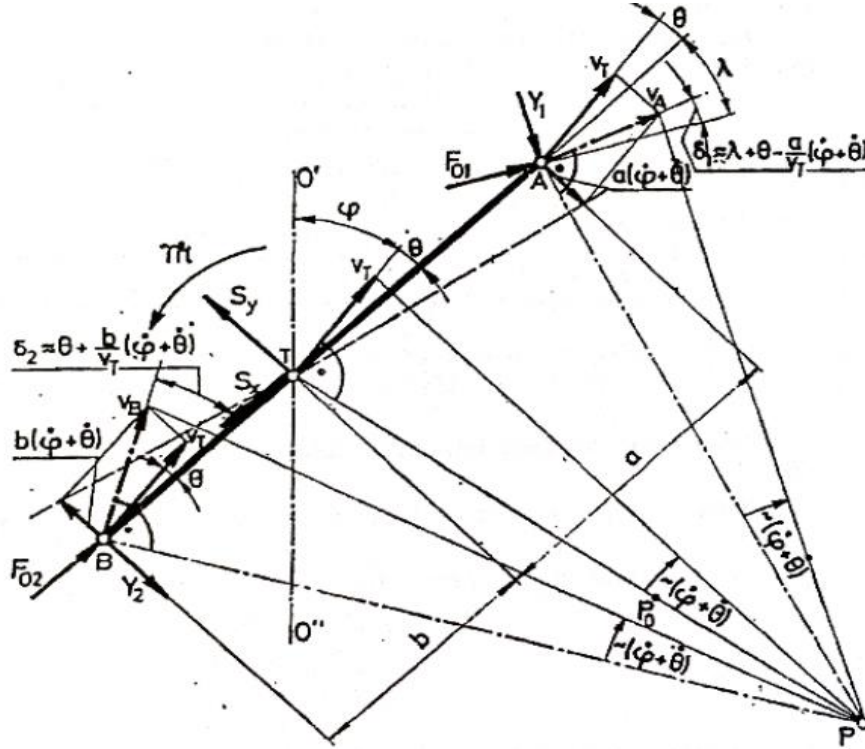
4.3. Анализа стабилности управљања аутомобила са заокретањем

На слици 31 приказан је модел аутомобила у равни. Тренутни положај заокретања возила налази се у тачки Р. Брзина тежишта заклапа угао φ у односу на посматрану осу. Брзина тежишта V_T и подужна оса аутомобила заклапају угао θ који називамо угао пливања. На аутомобил дејствује поремећајна сила S и поремећајни моменат m_j , [1].

На слици 31 приказане су следеће ознаке:

- S_x - компонентата поремећајне силе у правцу x ,
- S_y - компонентата поремећајне силе у правцу y ,
- F_{01} -тангенцијална реакција тла-вучна сила на прецњим погонским точковима,
- F_{02} - тангенцијална реакција тла-вучна сила на задњим погонским точковима,
- λ - средњи угао заокретања управљајућих точкова,

- Y_1, Y_2 -бочне реакције тла напред и назад управне на подужне равни котрљања предњих, односно задњих трошкова,
- $x = \frac{1}{R}$ – полупречник кривине.



Слика 31. Приказ модела аутомобила у равни [1]

На основу слике 31 добијамо:

$$V_T = R\dot{\varphi} \text{ и } \dot{\varphi} = xV_T. \quad (49)$$

Брзине у тачкама А и В биће:

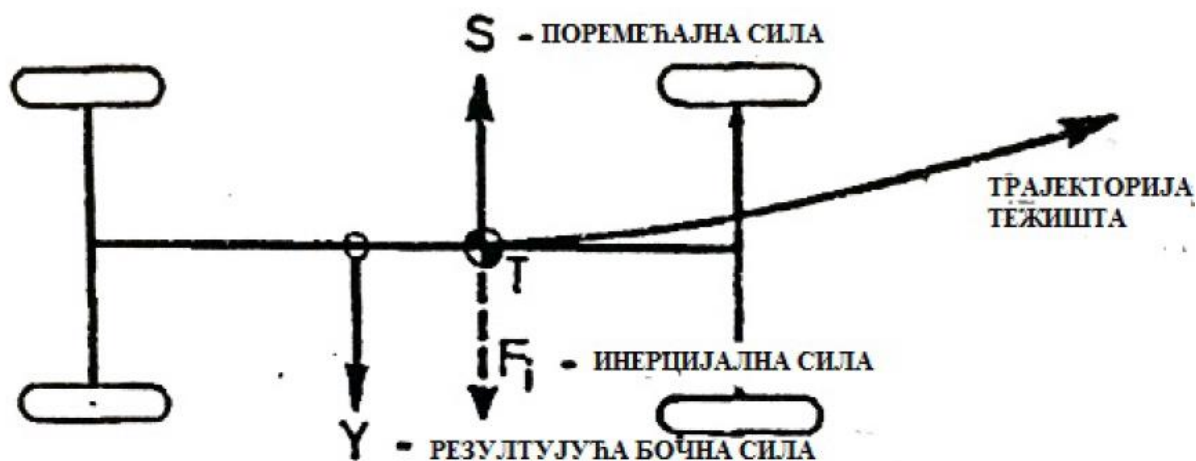
$$\vec{V}_A = \vec{V}_T + (\dot{\varphi} + \dot{\theta})x\vec{a} = \vec{V}_T + \vec{V}_{AT}, \quad (50)$$

$$\vec{V}_B = \vec{V}_T + (\dot{\varphi} + \dot{\theta})x\vec{b} = \vec{V}_T + \vec{V}_{BT}, \quad (51)$$

где су $\vec{V}_{AT}$ и $\vec{V}_{BT}$ одговарајући вектори брзина А и В у односу на тежиштиште.

4.4. Сувишно и недовољно заокретљив аутомобил

Посматрајмо да се возило креће праволинијски константном брзином. Возач држи точак управљача у фиксираном праволинијском положају, допуштајући да возило мења правац кретања под дејством бочне поремећајне силе S у тежишту аутомобила, као што је приказано на слици 32.

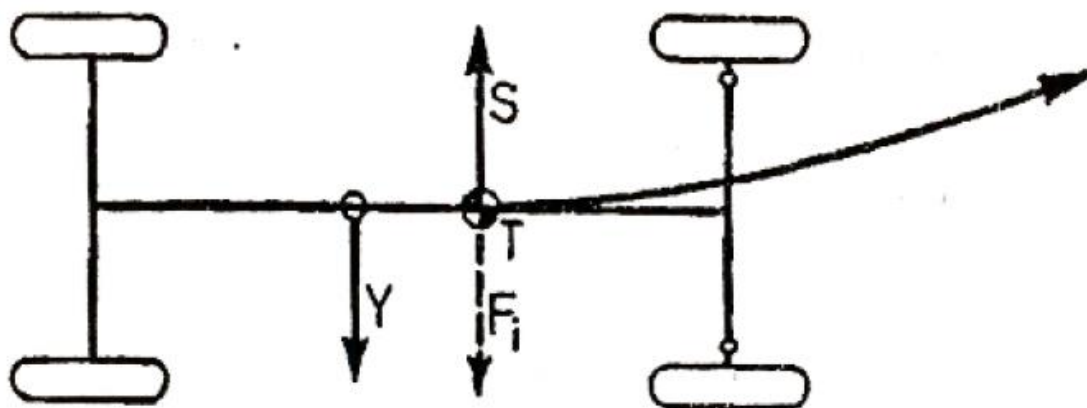


Слика 32. Приказ аутомобила са силама које делују на аутомобил [1]

Ако возач не мења правац управљајућих точкова, возило ће одступити од праволинијског правца услед појаве скретања. Тада ће се на точковима предње и задње осовине појавиће се бочне реакције тла Y_1 и Y_2 , које дају резултујућу бочну реакцију Y на растојању s од тежишта возила.

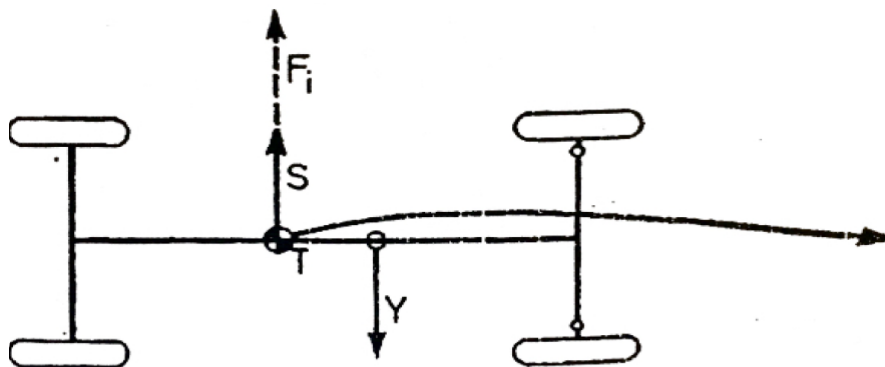
Бочна реакција Y са бочном поремећајном силом S образује момент пливања који тежи да окрене возило или у смеру дејства или супротно од смера дејства бочне поремећајне силе.

Уколико бочна резултујућа реакција дејствује иза тежишта аутомобила створени момент дејствује окрећући возило у правцу дејства поремећајне силе. Тада се возило понаша као недовољно заокретљиво, што је приказано на слици 33.



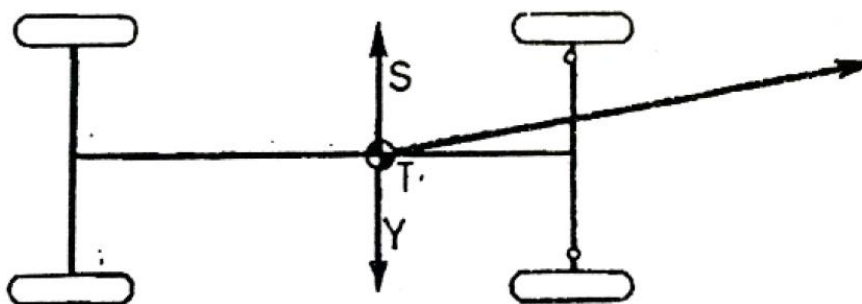
Слика 33. Недовољно заокретљив аутомобил [1]

Уколико резултујућа бочна реакција дејствује испред тежишта аутомобила момент тежи да окрене возило у супротном смеру од смера дејства ове поремећајне силе. На слици 34 приказано је возило које је сувише заокретљиво.



Слика 34. Сувишно заокретљив аутомобил [1]

У предходна два разматрања за оба случаја, возила ће се кретати по некој криволинијској путањи. Ако резултујућа бочна реакција дејствује у тежишту аутомобила, као и поремећајна сила, у том случају је момент пливања једнак нули. Ако се аутомобил креће праволинијски под неким углом у односу на правац подужне осе аутомобила (првобитни правац), за аутомобил кажемо да се понаша неутрално, као што је приказано на слици 35, [1].



Слика 35. Неутрално понашање [1]

Код сувишно и недовољно заокретљивих аутомобила имамо криволинијско кретање тежишта и инерцијалну силу F_i која дејствује супротном од центра кривине.

Ако се ограничимо на посматрање праволинијског кретања аутомобила под дејством константне бочне силе S , чија се нападна тачка налази у тежишту аутомобила, сувишна и недовољна заокретљивост се може дефинисати на следећи начин:

- аутомобил је сувишно заокретљив ако позитивна бочна сила, која дејствује у његовом тежишту проузрокује појаву негативне угаоне брзине заокретања,

$$\alpha_2 \approx \frac{b}{R} = bx, \quad (53)$$

$$\alpha_1 + \alpha_2 = (a + b)x = \lambda_A. \quad (54)$$

Даље из троугла APB:

$$90^\circ - \delta_2 + 90^\circ + \delta_1 - \lambda + \alpha_1 + \alpha_2 = 180^\circ, \quad (55)$$

$$\delta_1 - \delta_2 + (a + b)x = \lambda, \quad (56)$$

односно из троугла APT:

$$90^\circ - \theta + 90^\circ + \delta_1 - \lambda + \alpha_1 = 180^\circ, \quad (57)$$

$$\delta_1 - \lambda + ax = \theta. \quad (58)$$

Из последње две једначине добијамо:

$$\lambda = \lambda_A + \delta_1 - \delta_2, \quad (59)$$

$$\theta = \delta_2 - \alpha_2. \quad (60)$$

На основу класичне дефиниције стабилности управљања можемо да пишемо:

$$\delta_1 > \delta_2 \quad \lambda > \lambda_A, \quad (61)$$

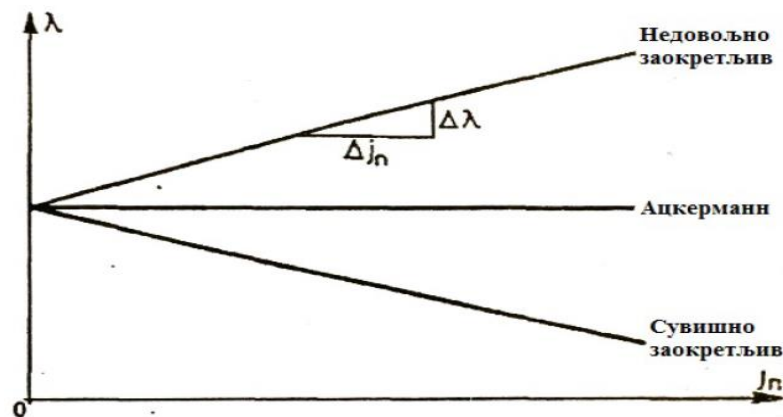
$$\delta_1 = \delta_2 \quad \lambda = \lambda_A, \quad (62)$$

$$\delta_1 < \delta_2 \quad \lambda < \lambda_A. \quad (63)$$

4.4.1. Дефиниција према Бундорфу

Угао заокретања управљајућих точкова: $\lambda - \frac{\lambda_1}{i_p * i_\lambda}$, па се затим формира однос прираштаја $\Delta\lambda$ и попречног убрзања Δj_n као $\frac{\Delta\lambda}{\Delta j_n}$. Могу се дефинисати три начина сувишно и недовољно заокретљивог аутомобила.

Први начин дефинисања је при кретању возила по кругу константног полупречника, као што је приказано на слици 38.

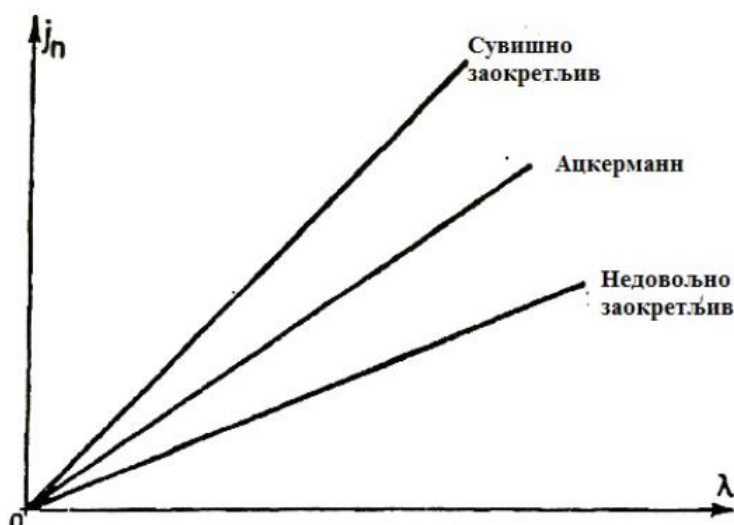


Слика 38. Кретање по кругу константног полупречника [1]

Очигледно је да ће бити за:

- $\frac{\Delta \lambda}{\Delta j_n} > 0$ недовољно заокретљив,
- $\frac{\Delta \lambda}{\Delta j_n} = 0$ неутрално понашање,
- $\frac{\Delta \lambda}{\Delta j_n} < 0$ сувишно заокретљив.

Други начин дефинисања је при кретању возила по кругу константном брзином, као што је приказано на слици 39.

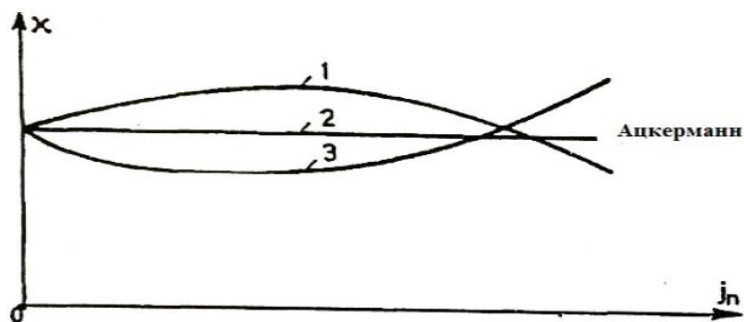


Слика 39. Кретање по кругу константном брзином [1]

Однос прираштаја $\frac{\Delta \lambda}{\Delta j_n}$ назива се осетљивост управљања.

Трећи начин дефинисања је при кретању са константним углом заокретања управљајућих точкова ($\lambda = \text{const}$), као што је приказано на слици 40, [1].

Мера за недовољно заокретљив аутомобил даје се односом $\frac{\Delta x}{\Delta j_n}$. На слици 43 приказан је могућ карактер криве $x = f(j_n)$.



Слика 40. Кретање са константним углом заокретања управљајућих точкова [1]

Према слици 40 разликујемо следеће случајеве:

- $\frac{\Delta x}{\Delta j_n} < 0$ недовољно заокретљив,
- $\frac{\Delta x}{\Delta j_n} < 0$ неутрално понашање,
- $\frac{\Delta x}{\Delta j_n} < 0$ сувишно заокретљив.

Такође, поред напред наведених начина, постоји зависност: $\frac{\lambda}{\lambda_A} = f(V^2)$.

5. УПРОШЋЕН МОДЕЛ ЗА АНАЛИЗУ УПРАВЉИВОСТИ

Анализа управљивости возила најчешће се ради применом модела возила са једним трагом, познатог под називом модела бицикла. У том случају усвајају се следећа упрошћења:

- не узима се у обзир прерасподела бочних сила са једне на другу страну возила,
- не узима се у обзир прерасподела динамичких сила по дужини возила,
- не посматра се ваљање и галопирање возила,
- пнеуматици су линеарних карактеристика,
- брзина возила током вожње је константна,
- не може се укључити утицај система за ослањање и носећег система у разматрање,
- посматра се линеаран модел, сматра се да то може поуздано учинити до бочног убрзања од око 0.4g,
- посматра се глатка површина пута,
- контрола возила је позициона, занемарују се информације које возач добија у облику сила и момената.

Посматра се возило које се креће константном брзином, као што је приказано на слици 44, где угао θ представља средњи угао заокретања управљачких токова. Услед дејства центрифугалне силе, долази до појаве повођења предњих и задњих точкова (δ_1 и δ_2).

Са слике 41 очигледно је:

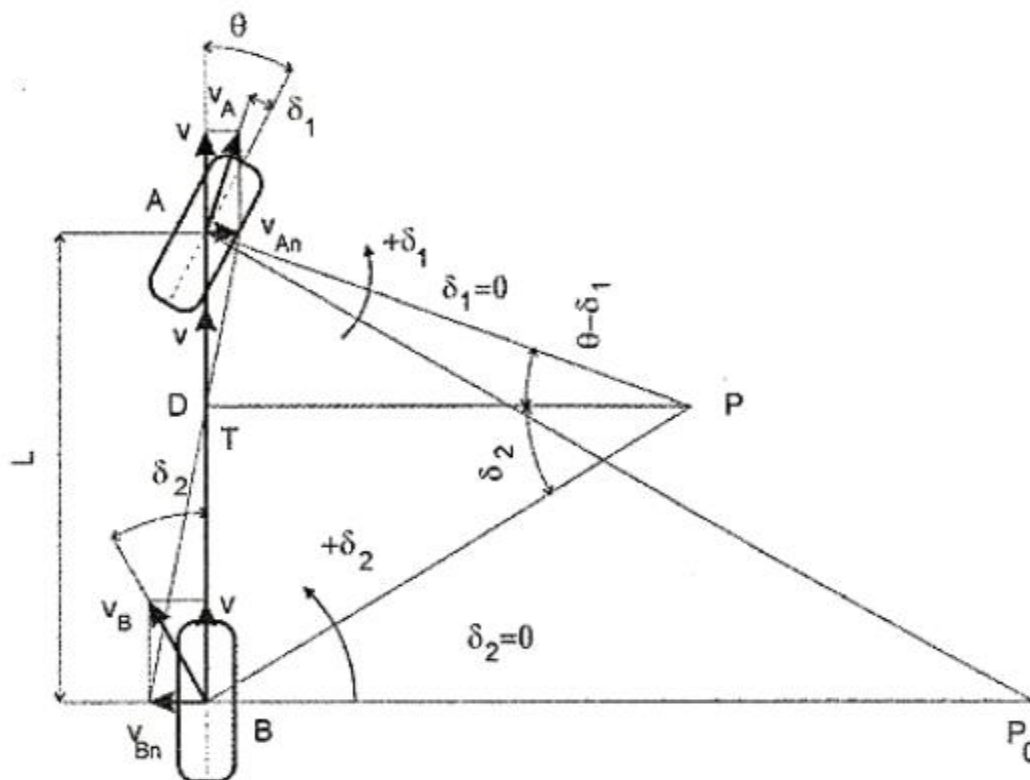
$$\frac{\overline{AD}}{\overline{DP}} = (tg\theta - \delta_1), \frac{\overline{BD}}{\overline{DP}} = tg\delta_2, L = R[tg(\theta - \delta_1) + tg\delta_2], \quad (64)$$

одакле је стварни полупречник заокретања возила:

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg}\delta_2}. \quad (65)$$

За мале углове повођења пнеуматика предњих и задњих точкова, може се написати:

$$R = \frac{L}{\theta - \delta_1 + \delta_2}. \quad (66)$$



Слика 41. Заокретање моторног возила са бочно еластичним точковима [1]

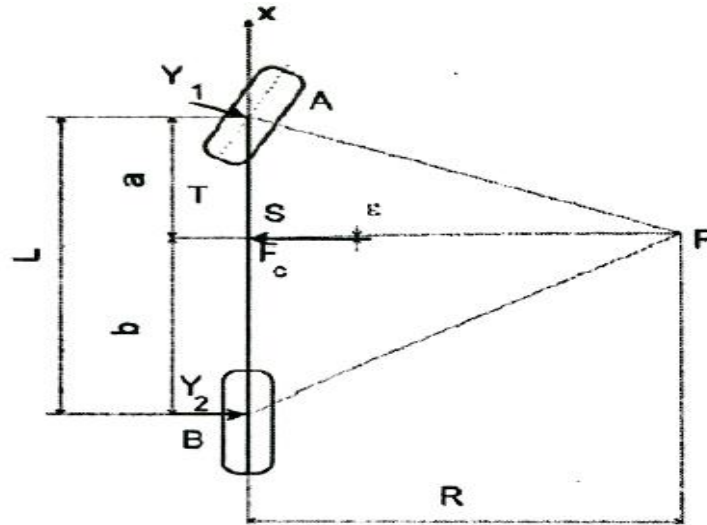
Приближни израз за полупречник заокретања двоосовинског возила изражен преко средњег угла заокретања је:

$$R_0 = \frac{L}{\theta}. \quad (67)$$

Анализа израза $R = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg}\delta_2}$ показује да се и зависности односа δ_1 и δ_2 разликују три карактеристична случаја управљивости возила и то:

- $\delta_1 > \delta_2$ недовољно управљиво ($R > R_0$),
- $\delta_1 = \delta_2$ неутрално управљиво ($R = R_0$),
- $\delta_1 < \delta_2$ сувише управљиво ($R < R_0$).

Да би се ближе дефинисао утицај карактеристика пнеуматика на управљивост моторних возила, најбољњ је посматратисе случај кретања возила по кружној путањи, као што је приказано на слици 42.



Слика 42. Шема сила [1]

Углавном се у пракси користи већи број параметара за оцену управљивости моторних возила, као на пример: критична брзина, карактеристична брзина, појачање бочног убрзања или градијентни управљивости, када су путничка возила у питању.

Карактеристична брзина је повезана са недовољном управљивости возила, јер представља брзину при којој се практично анализира угао заокретања возила. Ако је угао заокретања једнак 0, $\theta = 0$, ова брзина се може израчунати:

$$V_{kar} = \sqrt{\frac{gL}{K}}. \quad (68)$$

Критична брзина при заокретању се уводи у случају сувишне управљивости ($K < 0$), која се може израчунати на основу израза:

$$V_{kr} = \sqrt{-\frac{gL}{K}}. \quad (69)$$

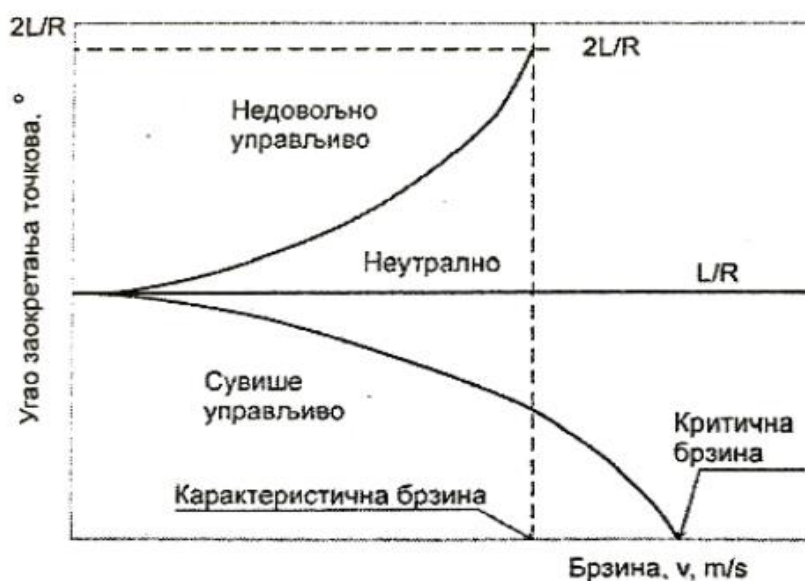
Појачање бочног убрзања користи се као параметар за оцену управљивости, који се дефинише изразом:

$$\frac{a_y}{\theta} = \frac{\frac{v^2}{Lg}}{1 + K \frac{v^2}{Lg}}. \quad (70)$$

У случају неутралне управљивости је $K=0$, појачање убрзања је:

$$\frac{a_y}{\theta} = \frac{v^2}{Lg}. \quad (71)$$

Појачање бочног убрзања је увек мање у односу на исти параметар код недовољне управљивости возила, док код сувишне управљивости има веће вредности, што је приказано на слици 43, [1].

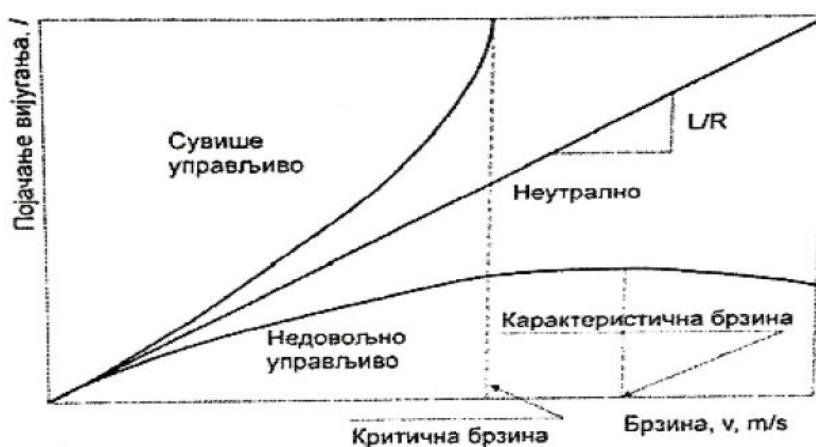


Слика 43. Промена угла заокретања точка [1]

Појачање вијугања дефинише се као однос угаоне брзине вијугања возила и угла заокретања, тј.:

$$\frac{\omega_z}{\theta} = \frac{\frac{v}{R}}{\theta} = \frac{\frac{v}{L}}{1 + K \frac{v^2}{Lg}} \quad (72)$$

Ако би се посматрао случају неутралне управљивости, појачање вијугања је величина пропорционална брзини, као што је приказано на слици 44. Код сувише управљивог возила она опада са порастом брзине, а при критичној брзини постаје занемарљиво мала. У случају недовољне управљивости она расте до карактеристичне брзине, и када доспе максимум онда она опада, [2].



Слика 44. Појачање вијугања [2]

Угао вијугања, приказан на слици 45, дефинише се на основу обрасца:

$$\Psi = \frac{b}{R} - \delta_2. \quad (73)$$

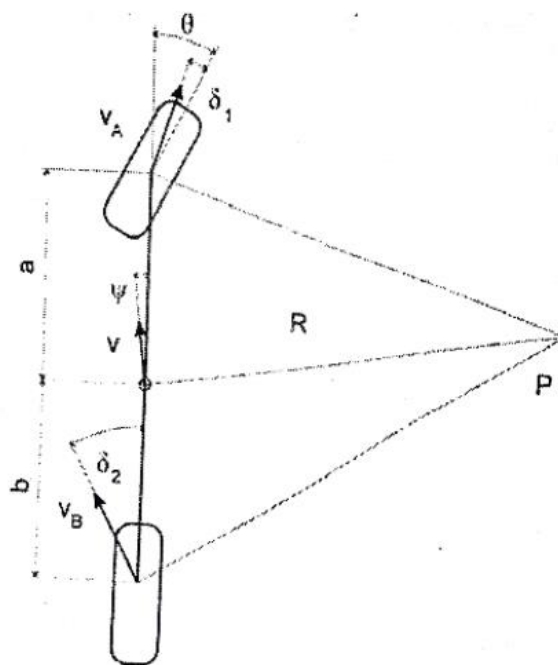
Након сређивања израза угао вијугања је:

$$\Psi = \frac{b}{R} \left(1 - G \frac{v^2}{gk_y L} \right). \quad (74)$$

Значајан параметар за оцену управљивости је брзина при којој је угао вијугања једнак нули, тј.:

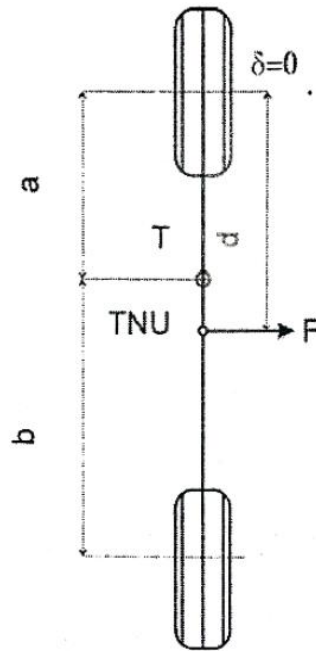
$$V_{\Psi=0} = \sqrt{\frac{gk_y L}{G}}, \quad (75)$$

и ова величина не зависи од R.



Слика 45. Дефиниција угла вијугања возила [2]

Тачка неутралне управљивости (често се назива метацентар управљивости- TNU) представља тачку на каросерији у којој деловање бочне силе не доводи до вијугања возила, као што је приказано на слици 46, [2].



Слика 46. Тачка неутралне управљивости (TNU)

Метацитар се дефинише изразом:

$$TNU = \frac{d}{L}. \quad (76)$$

Величина d је одређена изразом:

$$d = L \frac{k_{y1}}{k_{y1} + k_{y2}}. \quad (77)$$

Положај тачке неутралне управљивости је одређен изразом:

$$TNU = \frac{k_{y1}}{k_{y1} + k_{y2}}. \quad (78)$$

Тачка неутралне заокретљивости је у вези са резервом управљивости. Резерва управљивости (RU) је одређена изразом:

$$RU = \frac{d-a}{L} = TNU - \frac{a}{L}. \quad (79)$$

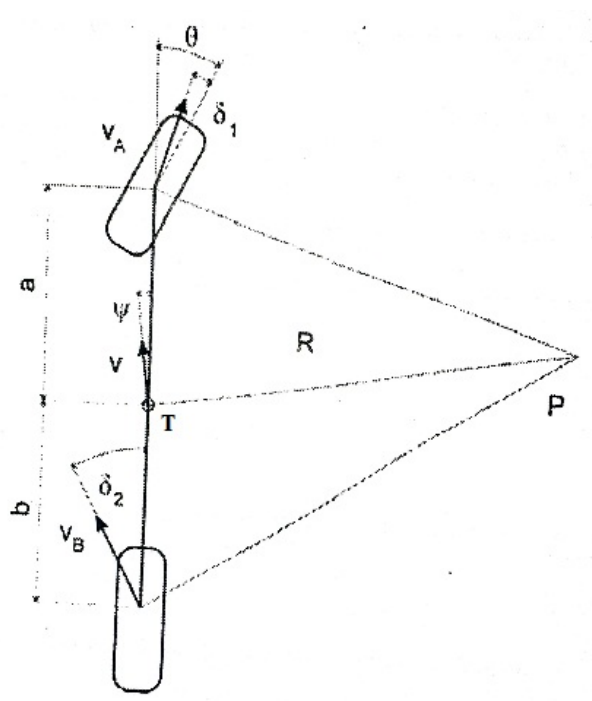
Ако се резерва управљивости налази иза тежишта, возило је недовољно управљиво. Ако се резерва управљивости налази у тежишту, возило је неутрално, а ако се налази испред тежишта, возило је сувише управљиво. Понашање возила на путу се може оценити разним параметрима. Да би се оно побољшало, код савремених путничких возила више класе, уводи се систем аутоматске контроле стабилности, ASC (Automatic Stability Control), који помаже возачу у ситуацијама као што су на пример избегавање изненадних препрека при великим брзинама. Принцип рада ASC система се састоји у томе да се подаци о углу заокретања управљачког точка, оствареном убрзању,

брзини вијугања и бочном убрзању упореде са стандардизованим величинама. Уколико су оне прекорачене, ASC тако реагује да кочи одговарајући точак и тиме се спречава непожељна ротација возила. Још бољи резултати се могу постићи када се систем ASC комбинује са електронским коректором кочења EBD (Electronic Brake Pressure Distribution) или са уређајем за блокирање диференцијала EDL (Electronic Differential Lock), [2].

5.1. Пример модела за анализу управљивости возила

За модел возила са једним трагом, извршена је анализа утицајних конструктивних параметра на управљивост возила, са следећим подацима за анализу управљивости:

- $K_1 = 57296 \frac{\text{N}}{\text{rad}},$
- $K_2 = 52712 \frac{\text{N}}{\text{rad}},$
- $a = 910 \text{ mm},$
- $b = 164 \text{ mm},$
- $m = 917 \text{ kg},$
- $V = 60 \frac{\text{km}}{\text{h}},$
- $R = 100 \text{ m}.$



Слика 47. Модел за анализу управљивости возила

Бочна сила која делује на возило се може израчунати формулом:

$$F_C = \frac{m \cdot V^2}{R}. \quad (80)$$

У зависности од промене полупречника кривине и промене брзине кретања возила, бочна сила се мења. У табели број 1 су приказани резултати добијени на основу промене радијуса кривине и брзине кретања возила. Приликом кретања возила кривином радијуса 100 m и брзином $60 \frac{km}{h}$, бочна сила има вредност $F_C = 2548,24 \text{ N}$.

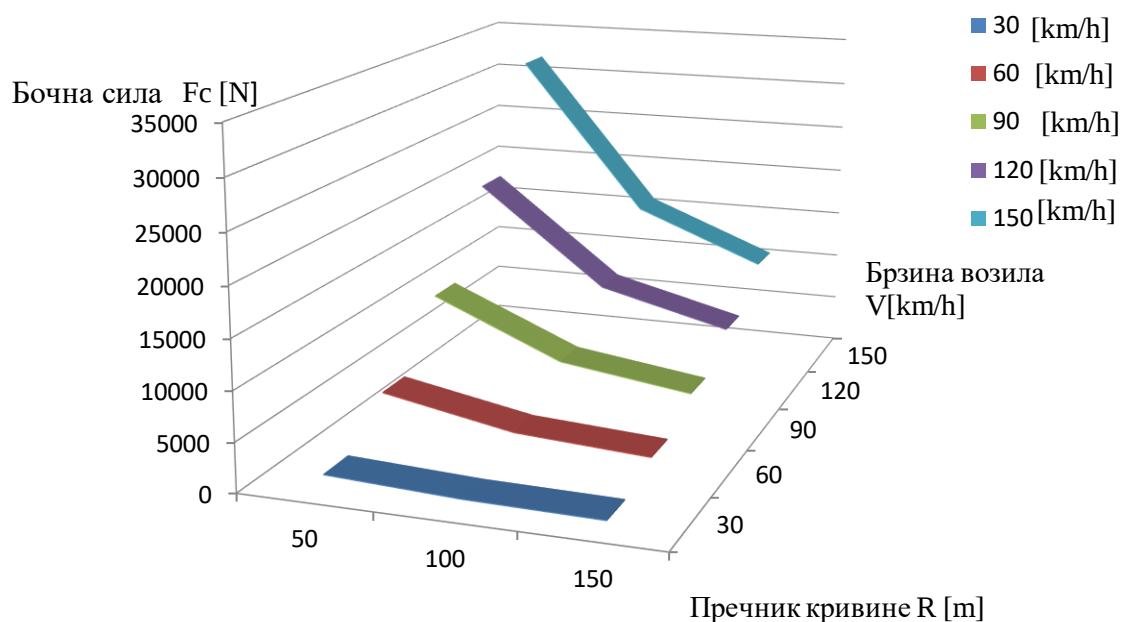
5.1.1. Утицај промене брзине и промене пречника на управљивост возила

Из табеле број 1 се може закључити да бочна сила расте са порастом квадрата брзине кретања возила, а да се при истој брзини кретања приликом повећања полупречника скретања бочна сила смањује. На основу тога се може закључити да брзина има веома битан утицај на повећање бочне силе. Ако би се посматрала промена бочне силе при брзини од $60 \frac{km}{h}$, може се закључити да је бочна сила највећа при кретању возила по малом радијусу, а да је бочна сила најмања при кретању возила у кривини са највећим радијусом. Са повећањем радијуса, бочна сила се смањује, и то важи за сваку брзину којом се возило креће у том тренутку.

Табела 1. Вредности бочне силе F_C у зависности од радијуса и брзине кретања возила

$V [\frac{km}{h}]$	$30 [\frac{km}{h}] =$	$60 [\frac{km}{h}] =$	$90 [\frac{km}{h}] =$	$120 [\frac{km}{h}] =$	$150 [\frac{km}{h}] =$
$R [m]$	$8,33 [\frac{m}{s}]$	$16,67 [\frac{m}{s}]$	$25 [\frac{m}{s}]$	$33,33 [\frac{m}{s}]$	$41,67 [\frac{m}{s}]$
50	1272,59 [N]	5096,48 [N]	11462,5 [N]	20373,70 [N]	31845,37 [N]
100	636,29 [N]	2548,24 [N]	5731,25 [N]	10186,85 [N]	15922,69 [N]
150	424,197 [N]	1698,83 [N]	3820,83 [N]	6791,23 [N]	10615,12 [N]

На основу табеле број 1, резултати за добијену бочну силу се могу приказати и дијаграмски, што је приказано на слици број 48. Такође, са дијаграма се може видети да је бочна сила највећа при малим радијусима кривина, и да се приликом повећања радијуса кривина она смањује. Што је бочна сила већа, управљивост возила се смањује што се може видети из табеле број 1, па се може закључити да је управљивост најлошија приликом кретања возила у кривинама са малим радијусима.



Слика 48. Приказ промене бочне реакције у зависности од радијуса и брзине

Када се израчуна бочна сила која делује на возило приликом кретања возила у кривини, тада је потребно израчунати бочне реакције тла на предњој и задњој осовини. Једначина за рачунање предње бочне реакције тла је:

$$Y_1 = \frac{m \cdot V^2}{R} \cdot \frac{b}{l} \quad (81)$$

Ако се једначина (80) замени у једначину број (81), добија се:

$$Y_1 = F_c \cdot \frac{b}{l} = F_c \cdot \frac{164}{1074} = F_c \cdot 0.15. \quad (82)$$

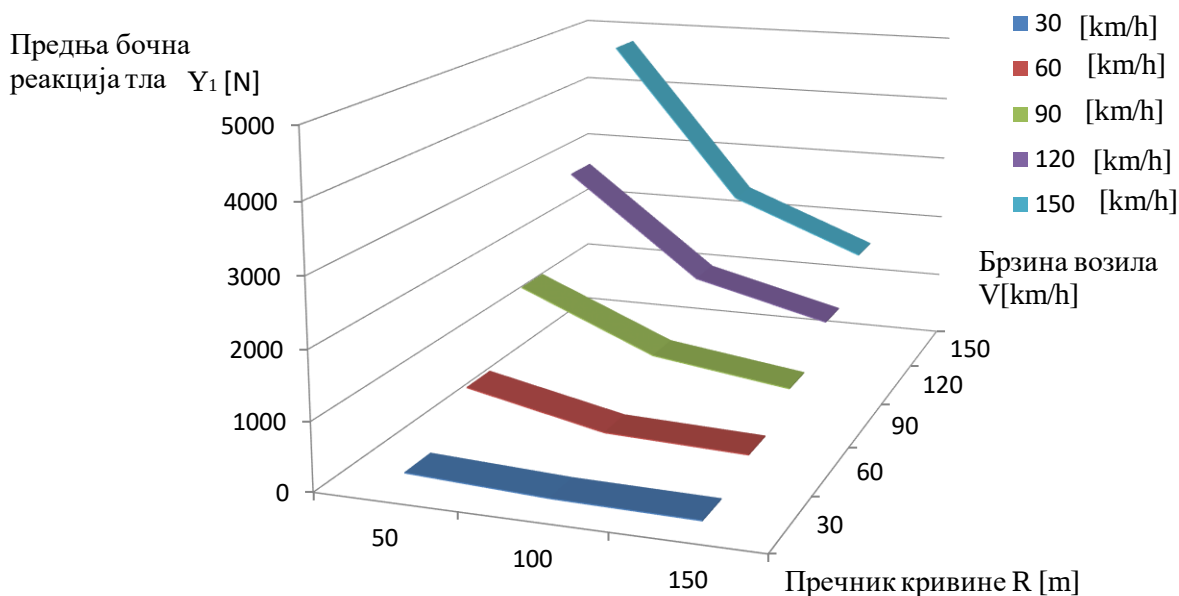
У табели број 2 је приказана промена предње бочне реакције тла у зависности од бочне силе F_c са вредностима добијених у табели 1.

Табела 2. Вредности предње бочне реакције тла Y_1 у зависности од бочне силе која делује на возило

$V \left[\frac{km}{h} \right]$	$30 \left[\frac{km}{h} \right] =$	$60 \left[\frac{km}{h} \right] =$	$90 \left[\frac{km}{h} \right] =$	$120 \left[\frac{km}{h} \right] =$	$150 \left[\frac{km}{h} \right] =$
R [m]	$8,33 \left[\frac{m}{s} \right]$	$16,67 \left[\frac{m}{s} \right]$	$25 \left[\frac{m}{s} \right]$	$33,33 \left[\frac{m}{s} \right]$	$41,67 \left[\frac{m}{s} \right]$
50	190,89 [N]	764,47 [N]	1719,375 [N]	3056,06 [N]	4776,81 [N]
100	95,44 [N]	382,24 [N]	859,69 [N]	1528,03 [N]	2388,40 [N]
150	63,63 [N]	254,82 [N]	573,12 [N]	1018,68 [N]	1592,27 [N]

На основу табеле број 2, резултати се могу дијаграмски приказати, што је приказано на дијаграму, на слици број 49. Са дијаграма, слика број 49, и из табеле број 2 на коме је приказана промена предње бочне реакције тла у зависности од бочне силе

која делује на возило приликом кретања возила у кривини, може се закључити да ова сила бочне реакције тла опада са порастом радијуса кривине, а расте са порастом брзине. Утицај бочне реакције тла на управљивост возила је исти као и утицај бочне реакције на управљивост возила.



Слика 49. Приказ промене предње бочне реакције тла у зависности од радијуса и брзине

Једначина за рачунање задње бочне реакције тла је:

$$Y_2 = \frac{m \cdot V^2}{R} * \frac{a}{l} \quad (83)$$

Ако се једначина (80) замени у једначину број (83), добија се:

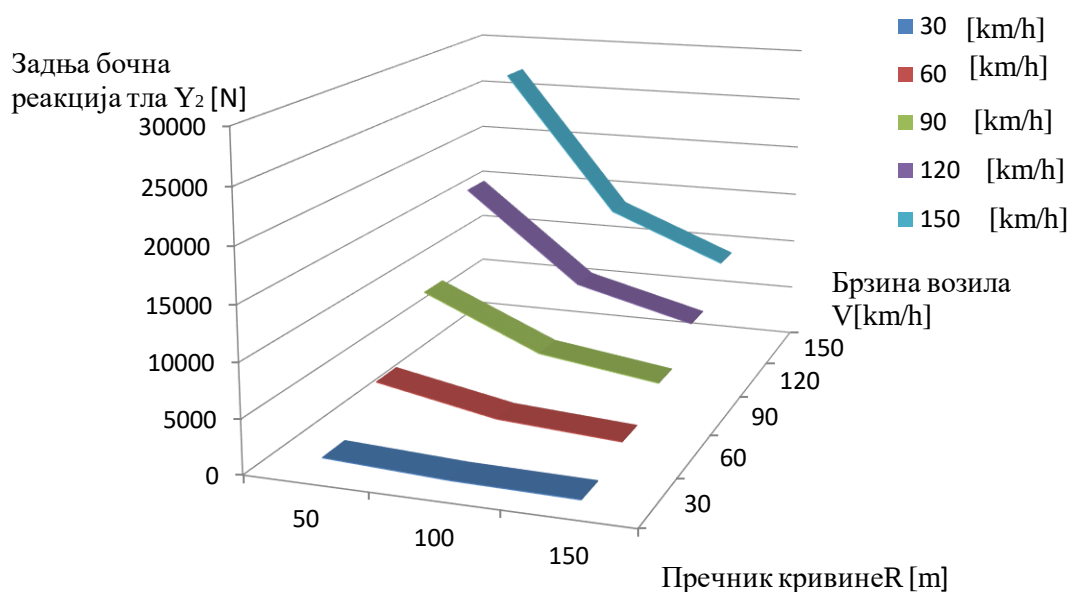
$$Y_2 = F_C * \frac{a}{l} = F_C * \frac{910}{1074} = F_C * 0.85. \quad (84)$$

У табели број 3 је приказана промена задње бочне реакције тла у зависности од бочне силе F_C са вредностима добијених у табели 1.

Табела 3. Вредности задње бочне реакције тла Y_2 у зависности од бочне силе која делује на возило

$V \left[\frac{km}{h} \right]$	$30 \left[\frac{km}{h} \right] =$	$60 \left[\frac{km}{h} \right] =$	$90 \left[\frac{km}{h} \right] =$	$120 \left[\frac{km}{h} \right] =$	$150 \left[\frac{km}{h} \right] =$
R [m]	$8,33 \left[\frac{m}{s} \right]$	$16,67 \left[\frac{m}{s} \right]$	$25 \left[\frac{m}{s} \right]$	$33,33 \left[\frac{m}{s} \right]$	$41,67 \left[\frac{m}{s} \right]$
50	1081,70 [N]	4332,01 [N]	9743,13 [N]	17317,65 [N]	27086,56 [N]
100	540,85 [N]	2166 [N]	4871,56 [N]	8658,82 [N]	13534,29 [N]
150	360,57 [N]	1444 [N]	3247,71 [N]	5772,545 [N]	9022,85 [N]

На основу табеле број 3, резултати се могу дијаграмски приказати, што је приказано на дијаграму на слици број 50. Са слике број 50 и из табеле број 3 на коме је приказана промена задње бочне реакције тла у зависности од бочне силе која делује на возило приликом кретања возила у кривини, може се закључити да ова сила бочне реакције тла опада са порастом радијуса кривине, а расте са порастом брзине. Утицај бочне реакције тла на управљивост возила је исти као и утицај бочне реакције на управљивост возила.



Слика 50. Приказ промене задње бочне реакције тла у зависности од радијуса и брзине

Када имамо добијене вредности за бочну силу и за бочне реакције тла, можемо израчунати углове на основу којих се може закључити да ли је возило недовољно управљиво, неутрално управљиво или сувише управљиво, а то су углови повођења предњих и задњих точкова.

Углови повођења предњих и задњих точкова се могу израчунати на основу следећих једначина:

$$\delta_1 = \frac{Y_1}{K_1}, \quad (85)$$

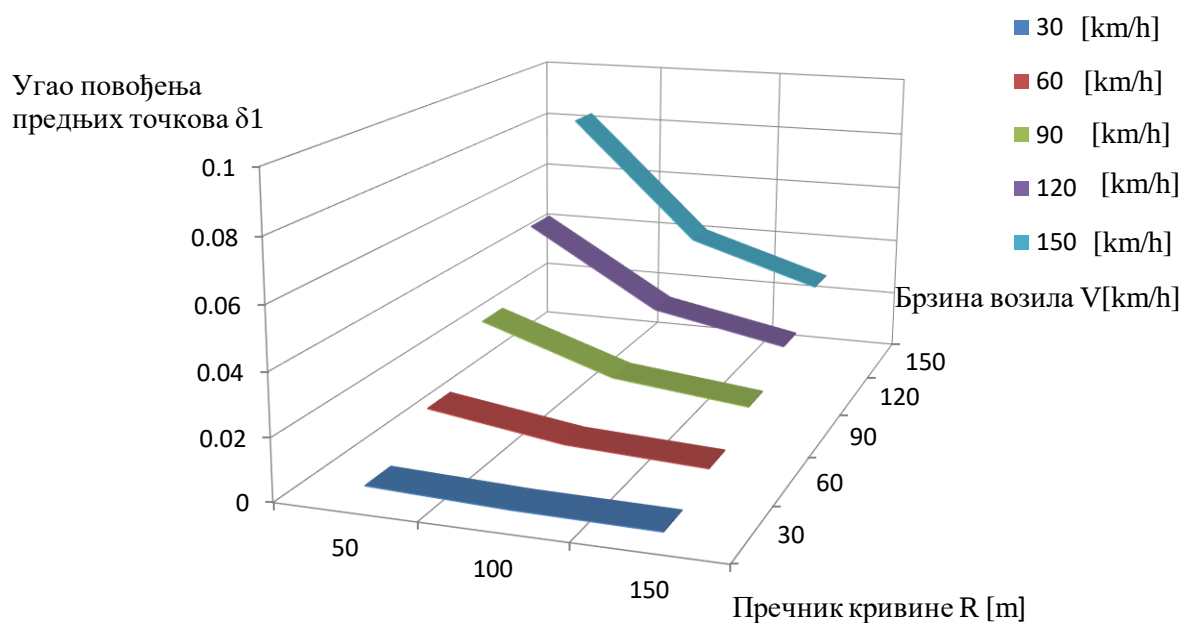
$$\delta_2 = \frac{Y_2}{K_2}. \quad (86)$$

У табели број 4 је приказана промена угла повођења предњих точкова у зависности од крутости точка и предње бочне реакције тла које утичу на возило.

Табела 4. Вредности угла повођења предњих точкова у зависности од крутости точка и предње очне реакције тла

$V [\frac{km}{h}]$	$30 [\frac{km}{h}] =$	$60 [\frac{km}{h}] =$	$90 [\frac{km}{h}] =$	$120 [\frac{km}{h}] =$	$150 [\frac{km}{h}] =$
$R [m]$	$8,33 [\frac{m}{s}]$	$16,67 [\frac{m}{s}]$	$25 [\frac{m}{s}]$	$33,33 [\frac{m}{s}]$	$41,67 [\frac{m}{s}]$
50	0,00333 [rad]	0,013342 [rad]	0,03 [rad]	0,053 [rad]	0,08337 [rad]
100	0,00167 [rad]	0,00667 [rad]	0,015 [rad]	0,0267 [rad]	0,04169 [rad]
150	0,00111 [rad]	0,00444 [rad]	0,01 [rad]	0,0178 [rad]	0,0278 [rad]

Из табеле број 4 се може закључити да угао повођења предњих точкова расте са повећањем брзине, а самим тим и са повећањем бочне силе која делује на возило. Овај угао повођења предњих точкова се смањује повећањем радијуса кривине, а повећава се са повећањем брзине кретања возила. На слици број 51 резултати су приказани Сликаски из табеле број 4.



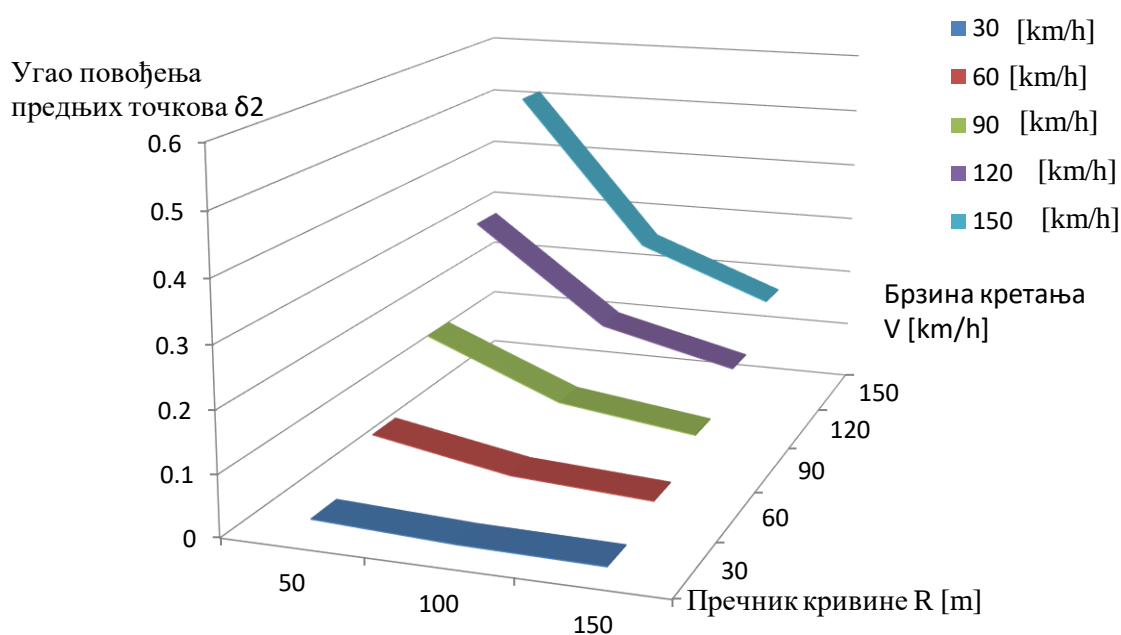
Слика 51. Приказ промене угла повођења предњих точкова у зависности од радијуса и брзине

У табели број 5 је приказана промена угла повођења задњих точкова у зависности од крутости точка и предње бочне реакције тла које утичу на возило.

Табела 5. Вредности угла повођења задњих точкова у зависности од крутости точка и предње очне реакције тла

$V [\frac{km}{h}]$	$30 [\frac{km}{h}] =$	$60 [\frac{km}{h}] =$	$90 [\frac{km}{h}] =$	$120 [\frac{km}{h}] =$	$150 [\frac{km}{h}] =$
$R [m]$	$8,33 [\frac{m}{s}]$	$16,67 [\frac{m}{s}]$	$25 [\frac{m}{s}]$	$33,33 [\frac{m}{s}]$	$41,67 [\frac{m}{s}]$
50	0,0205 [rad]	0,0822 [rad]	0,1848 [rad]	0,3285 [rad]	0,5139 [rad]
100	0,0103 [rad]	0,0411 [rad]	0,0924 [rad]	0,1643 [rad]	0,2568 [rad]
150	0,0068 [rad]	0,0274 [rad]	0,0616 [rad]	0,1095 [rad]	0,1712 [rad]

Из табеле број 5 се може закључити да угао повођења задњих точкова расте са повећањем брзине, а самим тим и са повећањем бочне силе која делује на возило. Овај угао повођења предњих точкова се смањује повећањем радијуса кривине, а повећава се са повећањем брзине кретања возила. На слици број 52 резултати су приказани Сликаски из табеле број 5.



Слика 52. Приказ промене угла повођења задњих точкова у зависности од радијуса

На основу предходно добијених резултата, може се закључити да само у случају када је брзина $30 \frac{km}{h}$ и пречник кривине $R=100m$, тада је $\delta_1 < \delta_2$ и тада је возило сувише управљиво. У свим осталим случајевима, $\delta_1 > \delta_2$ и возило је недовољно управљиво.

5.1.2. Утицај коефицијента крутости на управљивост возила

За пример утицаја коефицијента крутости за предњи точак, узима се за пример већа и мања вредност од дате. За овај пример узете су вредности $K_{11} = 55000 \frac{N}{rad}$ и $K_{12} = 60000 \frac{N}{rad}$. На основу предходно израчунатих вредности, углови повођења предњих и задњих точкова су:

$$\delta_{11} = \frac{Y_1}{K_{11}} = \frac{382,24}{55000} = 0,00695 \text{ [rad]} \quad (87)$$

$$\delta_{12} = \frac{Y_1}{K_{12}} = \frac{382,24}{60000} = 0,00637 \text{ [rad]} \quad (88)$$

На основу добијених вредности углова повођења точкова, може се рећи да се са повећањем крутости-управљивост возила смањује, док се са смањењем крутости-управљивост возила повећава.

За пример утицаја коефицијента крутости за задњи точак, узима се за пример већа и мања вредност од дате. За овај пример узете су вредности $K_{21} = 50000 \frac{N}{rad}$ и $K_{22} = 55000 \frac{N}{rad}$. На основу предходно израчунатих вредности, углови повођења предњих и задњих точкова су:

$$\delta_{21} = \frac{Y_2}{K_{21}} = \frac{2166}{50000} = 0,0433 \text{ [rad]} \quad (89)$$

$$\delta_{22} = \frac{Y_2}{K_{22}} = \frac{2166}{55000} = 0,03938 \text{ [rad]} \quad (90)$$

На основу добијених вредности углова повођења точкова, може се рећи да се са повећањем крутости-управљивост возила смањује, док се са смањењем крутости-управљивост возила повећава.

5.1.3. Утицај масе возила на управљивост возила

За пример утицаја масе на управљивост возила, узима се већа и мања маса од дате. Ако би се за пример узеле масе $m=800\text{kg}$ и $m=1000\text{kg}$, тада би бочна сила била:

$$F_{C1} = \frac{m \cdot V^2}{R} = \frac{800 \cdot 16.66^2}{100} = 2223,1 \text{ [N]} \quad (91)$$

$$F_{C2} = \frac{m \cdot V^2}{R} = \frac{1000 \cdot 16.66^2}{100} = 2778,89 \text{ [N]} \quad (91)$$

Бочне реакција тла:

$$Y_{11} = F_{C1} * \frac{b}{l} = F_{C1} * \frac{164}{1074} = F_{C1} * 0.15 = 2223,1 * 0,15 = 333,46 \text{ [N]} \quad (92)$$

$$Y_{12} = F_{C2} * \frac{b}{l} = F_{C2} * \frac{164}{1074} = F_{C2} * 0.15 = 2778,89 * 0,15 = 416,335 \text{ [N]} \quad (93)$$

$$Y_{21} = F_{C2} * \frac{a}{l} = F_{C1} * \frac{910}{1074} = F_{C1} * 0.85 = 2223,1 * 0,85 = 1889,63 \text{ [N]} \quad (94)$$

$$Y_{22} = F_{C2} * \frac{a}{l} = F_{C2} * \frac{910}{1074} = F_{C2} * 0.85 = 2778,89 * 0,85 = 2362,06 [N] \quad (95)$$

На основу предходно израчунатих вредности, углови повођења предњих и задњих точкова су:

$$\delta_{11} = \frac{Y_{11}}{K_1} = \frac{333,46}{57296} = 0,00582 [rad] \quad (96)$$

$$\delta_{12} = \frac{Y_{12}}{K_1} = \frac{416,335}{57296} = 0,00726 [rad] \quad (97)$$

$$\delta_{21} = \frac{Y_{21}}{K_1} = \frac{1889,63}{52712} = 0,359 [rad] \quad (98)$$

$$\delta_{22} = \frac{Y_{22}}{K_1} = \frac{2362,06}{52712} = 0,0448 [rad] \quad (99)$$

Из добијених резултата може се закључити да са повећањем масе-управљивост возила се смањује, док се са смањењем масе-управљивост возила се повећава.

5.1.4. Утицај положаја тежишта на управљивост возила и тачка неутралне управљивости

Тачка неутралне управљивости за дате податке је:

$$TNU = \frac{k_{y1}}{k_{y1}+k_{y2}} = \frac{57296}{57296+52712} = 0.5m = 50cm, \quad (100)$$

при чему су k_{y1} и k_{y2} коефицијенти повођења предњих и задњих пнеуматика. Тачка неутралне управљивости се у општем случају налази ближе предњој осовини, и тада је возило сувише управљиво. Ако би се тачка неутралне управљивости налазила ближе предњој осовини, када нам је познат коефицијент повођења предњих точкова, и када је $TNU=0,1m=10cm$ из тога следи:

$$TNU = \frac{k_{y1}}{k_{y1}+k_{y2}} = \frac{57296}{57296+k_{y2}} \quad (101)$$

$$0,1 = \frac{57296}{57296+k_{y2}} \Rightarrow k_{y2} = 51566,4 \frac{N}{rad} \quad (102)$$

У овом случају, углови повођења предњих и задњих точкова су:

$$\delta_1 = \frac{Y_1}{K_1} = \frac{382,24}{57296} = 0.00667 \quad (103)$$

$$\delta_2 = \frac{Y_2}{K_2} = \frac{2166}{51566,4} = 0.042 \quad (104)$$

Када се тачка неутралне управљивости налази ближе предње осовине, при познатом коефицијенту повођења предњих точкова, возило ће бити сувише управљиво.

Ако у овом случају имамо непознат коефицијент повођења задњих точкова, тада ће бити:

$$TNU = \frac{k_{y1}}{k_{y1}+k_{y2}} = \frac{k_{y1}}{k_{y1}+52712} \quad (105)$$

$$0,1 = \frac{k_{y1}}{k_{y1}+52712} \Rightarrow k_{y1} = 5856,89 \frac{N}{rad} \quad (106)$$

У овом случају, углови повођења предњих и задњих точкова су:

$$\delta_1 = \frac{Y_1}{K_1} = \frac{382,24}{5856,89} = 0,065 [rad] \quad (107)$$

$$\delta_2 = \frac{Y_2}{K_2} = \frac{2166}{52712} = 0,041 [rad] \quad (108)$$

Ако се тачка неутралне управљивости налази ближе предњој осовини, када је познат коефицијент повођења задњих точкова, тада је возило недовољно управљиво.

Ако би се тачка неутралне управљивости налазила ближе задњој осовини, када је $TNU=0,99m=99cm$, при познатом коефицијенту повођења предњих точкова, из тога следи:

$$TNU = \frac{k_{y1}}{k_{y1}+k_{y2}} = \frac{57296}{57296+k_{y2}} \quad (109)$$

$$0,99 = \frac{57296}{57296+k_{y2}} \Rightarrow k_{y2} = 578,74 \frac{N}{rad} \quad (110)$$

У овом случају, углови повођења предњих и задњих точкова су:

$$\delta_1 = \frac{Y_1}{K_1} = \frac{382,24}{57296} = 0,00667 [rad] \quad (111)$$

$$\delta_2 = \frac{Y_2}{K_2} = \frac{2166}{578,74} = 3,74 [rad] \quad (112)$$

Ако се тачка неутралне управљивости налази ближе задњој осовини, када је познат коефицијент повођења предњих точкова, тада је возило недовољно управљиво.

Ако би се тачка неутралне управљивости налазила ближе задњој осовини, када је $TNU=0,99m=99cm$, при познатом коефицијенту повођења задњих точкова, из тога следи:

$$TNU = \frac{k_{y1}}{k_{y1}+k_{y2}} = \frac{k_{y1}}{k_{y1}+52712} \quad (113)$$

$$0,99 = \frac{k_{y1}}{k_{y1}+52712} \Rightarrow k_{y1} = 527,12 \frac{N}{rad} \quad (114)$$

У овом случају, углови повођења предњих и задњих точкова су:

$$\delta_1 = \frac{Y_1}{K_1} = \frac{382,24}{527,12} = 0,725 [rad] \quad (115)$$

$$\delta_2 = \frac{Y_2}{K_2} = \frac{2166}{52712} = 0,041 [rad] \quad (116)$$

Ако се тачка неутралне управљивости налази ближе задњој осовини, када је познат коефицијент повођења задњих точкова, тада је возило недовољно управљиво.

Ако се резерва управљивости налази иза тежишта, возило је недовољно управљиво. Ако се резерва управљивости налази у тежишту, возило је неутрално, а ако

се налази испред тежишта, возило је сувише управљиво. Понашање возила на путу се може оценити разним параметрима. Да би се оно побољшало, код савремених путничких возила више класе, уводи се систем аутоматске контроле стабилности, ASC (Automatic Stability Control), који помаже возачу у ситуацијама као што су на пример избегавање изненадних препрека при великим брзинама. Принцип рада ASC система се састоји у томе да се подаци о углу заокретања управљачког точка, оствареном убрзању, брзини вијугања и бочном убрзању упореде са стандардизованим величинама. Уколико су оне прекорачене, ASC тако реагује да кочи одговарајући точак и тиме се спречава непожељна ротација возила. Још бољи резултати се могу постићи када се систем ASC комбинује са електронским коректором кочења EBD (Electronic Brake Pressure Distribution) или са уређајем за блокирање диференцијала EDL (Electronic Differential Lock).

5.1.5. Утицај промене угла вијугања на управљивост возила

У вези са тиме се може закључити да угао вијугања утиче на управљивост у зависности од брзине кретања возила. Угао вијугања дефинише се на основу обрасца:

$$\Psi = \frac{b}{R} - \delta_2 = \frac{164}{10000} - 0,0411 = -0,0247 \quad (117)$$

Значајан параметар за оцену управљивости је брзина при којој је угао вијугања једнак нули, тј.:

$$V_{\Psi=0} = \sqrt{\frac{gk_2L}{G}} = \sqrt{\frac{9.81*52712*0,01074}{9.81*917}} = \sqrt{0,6} = 0.7 \cong 0 \quad (118)$$

6. ЗАКЉУЧАК

Одржавање жељеног правца кретања возила омогућава систем за управљање. Избор његових параметара је веома сложен задатак јер зависи од читавог низа утицајних параметара. У одређеним путним условима (на пример велики успон или клизав пут) није могуће остварити довољно заокретање возила. Тада је потребно израчунати граничне вредности конструктивних параметара. У литературама се тврди да возило у радним условима треба да буде недовољно управљиво, неутрално управљиво у условма кретања блиским максималној брзини, а сувише управљиво може бити само у условима проклизавања точкова.

У овом раду, на основу датих параметара закључено је како који конструктивни параметар утиче на управљивост возила. Бочна сила расте са порастом квадрата брзине кретања возила, а да се при истој брзини кретања приликом повећања полупречника скретања бочна сила смањује. На основу тога се може закључити да брзина има веома битан утицај на повећање бочне силе. На основу предходно добијених резултата, може се закључити да само у случају када је брзина $30 \frac{km}{h}$ и пречник кривине $R=100m$, тада је $\delta_1 < \delta_2$ и тада је возило сувише управљиво. У свим осталим случајевима, $\delta_1 > \delta_2$ и возило је недовољно управљиво.

У вези са коефицијентом крутости, на основу добијених вредности углова повођења точкова, може се рећи да се са повећањем крутости-управљивост возила смањује, док се са смањењем крутости-управљивост возила повећава.

Сама маса у великом мери тиче на саму управљивост возила. С тим у вези, из добијених резултата може се закључити да се са повећањем масе-управљивост возила смањује, док се са смањењем масе-управљивост возила се повећава.

Код тачке неутралне управљивости важи да када се тачка неутралне управљивости налази ближе предње осовине, при познатом коефицијенту повођења предњих точкова, возило ће бити сувише управљиво. Ако се тачка неутралне управљивости налази ближе задњој осовини, када је познат коефицијент повођења задњих точкова, тада је возило недовољно управљиво.

Ако се резерва управљивости налази иза тежишта, возило је недовољно управљиво. Ако се резерва управљивости налази у тежишту, возило је неутрално, а ако се налази испред тежишта, возило је сувише управљиво. Понашање возила на путу се може оценити разним параметрима.

Ако би се посматрао случају неутралне управљивости, појачање вијугања је величина пропорционална брзини. Код сувише управљивог возила она опада са порастом брзине, а при критичној брзини постаје занемарљиво мала. У случају недовољне управљивости она расте до карактеристичне брзине, и када доспе максимум онда она опада.

7. ЛИТЕРАТУРА

- [1] Симић, Д.: Моторна возила, Научна књига, Београд, 1988.
- [2] Демић М., Лукић Ј.: Теорија кретања моторних возила, Машински факултет у Крагујевцу, 2011.

-
- [3] Jazar R, N.: Vehicle Dynamics: Theory and Application, Springer, 2009.
 - [4] Демић, М.: Утицај система за вођење предњих точкова на понашање аутобуса на путу, Магистарски рад, Машински факултет у Београду, 1975.
 - [5] Фаробин. Ја. Е.: К вопросу о методике определѣнија оптимальных углов поворота управляемых колес четырехосных автомобилей, Автомобильная промышленность, 2/1969.
 - [6] Фалкевич, Б.С.: Исследования управляемости автомобиля с антиблокировочными устройствами при торможении на поворот, Автомобильная промышленность, No 5, 1968.
 - [7] Демић, М.: Теорија кретања моторних возила, Технички факултет у Чачку, Чачак, 1999.
 - [8] Демић, М. и др: Основи пројектовања теретних моторних возила, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 1994.
 - [9] Филиповић, И.: Мотори и моторна возила, Машински факултет универзитета у Тузли. Тузла, 2006.