

**Универзитет у Крагујевцу
Факултет инжењерских наука**

Миломир Д. Јапунџић
Утицај карактеристика пнеуматика на
стабилност и управљивост возила
завршни рад

Крагујевац, 2013

**Универзитет у Крагујевцу
Факултет инжењерских наука**



Назив студијског програма:
Ниво студија: Основне академске студије
Модул: Друмски саобраћај
Предмет: Моторна возила 1
Број индекса: 721/2012

Миломир Д. Јапунџић
**Утицај карактеристика пнеуматика на
стабилност и 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:

-услове нарушавања стабилности возила,

-утицајне параметре и,

-да прикаже резултате анализе утицаја карактеристика пнеуматика на стабилност и управљивост возила

Препоручена литература:

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

[2] Стефановић А.: Друмска возила - основи конструкције -Центар за моторе и моторна возила Машинског факултета у Нишу и Центар за безбедност Машинског факултета у Крагујевцу, 2010.

[3] Иван Филиповић : Мотори и моторна возила, Машински факултет Универзитета у Тузли Тузла, 2006

ментор:

Др. Јованка Лукић, проф.

Резиме

Рад говори о утицају карактеристика пнеуматика на стабилност и управљивост возила. Приказана је анализа: попречне и подужне стабилности возила, управљивости возила.

У раду је приказан утицај бочних карактеристика пнеуматика са резултатима добијених након спроведене анализе и прорачуна.

Кључне речи: карактеристике пнеуматика, стабилност и управљивост.

Abstract

This paper describes the influence of tire characteristics on the stability and maneuverability of the vehicle. The analysis: lateral and longitudinal vehicle stability, vehicle handling.

In this work the influence of lateral tire characteristics and the results obtained after the analysis and calculation.

Keywords: tire characteristics, stability and maneuverability.

Садржај

1.	Увод	1
2.	Управљање возила са бочно еластичним точковима на путу	2
2.1	Односи углова заокретања управљачких точкова	2
2.2	Силе на управљаним точковима	5
3.	Силе које делују на возило при његовом заокретању	7
4.	Попречна и подужна стабилност возила	10
4.1	Попречна стабилност	11
4.2	Подужна стабилност	14
4.2.1	Превртање око задње осовине	14
4.2.2	Савлађивање максималног успона са аспекта проклизавања	16
4.2.3	Стабилност возила са аспекта управљивости	17
4.2.4	Превртање око предње осовине	18
5.	Бочна карактеристика пнеуматика	21
6.	Понашање на путу возила са точковима	24
7.	Закључак	29
8.	Литература	30

1.УВОД

Моторна возила своје кретање остварују на путним деоницама врло сложене конфигурације, праволинијским и криволинијским путањама, са различитим кривинама и нагибима, односно успонима. Режим кретања моторних возила условљен је интезитетом саобраћаја, прописима и читавим низом других фактора, а обавља се под дејством спољашњих сила од којих се једне мењају по жељи возача, а друге су случајног карактера. Све радње које предузима возач у циљу обезбеђења жељених карактеристика кретања називају се процесом управљања возилом. Уређаји помоћу којих возач остварује процес управљања возилом називају се уређаји за управљање возилом. Спољне силе које возач може да мења посредством уређаја за управљање возилом називају се силе управљања. Ове силе су ограничене по величини (нпр. вучна сила је ограничена карактером погонског агрегата и преносног система снаге са једне стране, а са друге приањањем). Осим сила управљања, на возило при његовом кретању делују и спољашње силе случајног карактера. Промена кретања возила под дејством случајних спољашњих сила назива се поремећајем, а спољашње силе које изазивају поремећај-поремећајним-побудним силама. По правилу увек постоји нека разлика између жељених и стварних карактеристика кретања. Делујући на уређаје за управљање возач може утицати на промену кретања возила само у хоризонталној равни. Вертикална померања, као и промена граничних углова успона или пада су неуправљиви и зависе од других чинилаца. Поремећај кретања возила може се појавити при одређеним условима његовог узајамног деловања са површином пута (неравнине пута, различите тангентне реакције на појединим точковима и одговарајуће силе спајања, уздужни и попречни нагиб пута итд)., а такође и услед деловања инерцијалних и аеродинамичких утицаја, тј. појавом спољне поремећајне силе. Код неких возила, у одређеним условима кретања, при дејству поремећајних сила поремећено кретање у току времена се врло мало разликује од непоремећеног.

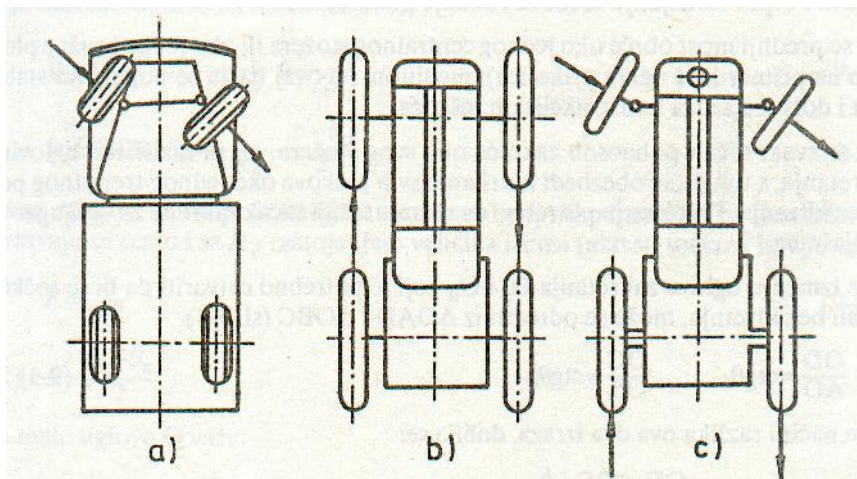
За такав случај кретања се каже да је стабилно, а у случају када разлика између поремећеног и непоремећеног кретања у току времена расте тада се каже да је кретање нестабилно.

2. Управљање возила са бочно еластичним точковима на путу

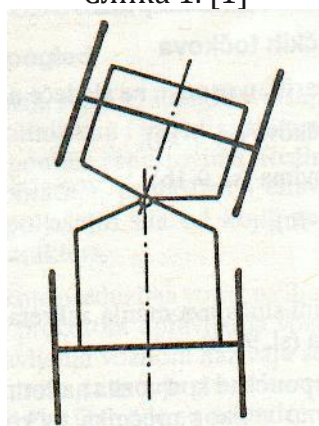
2.1 Односи углова закретања управљачких точкова

Закретање возила на точковима може се остварити, у основи, на следеће начине:

- променом правца кретања управљачких точкова (слика 1а),
- стварањем разлике бројева обртаја на точковима (слика 1б),
- комбиновањем оба наведена начина (слика 1ц),
- на принципу зглобне шасије (слика 2)



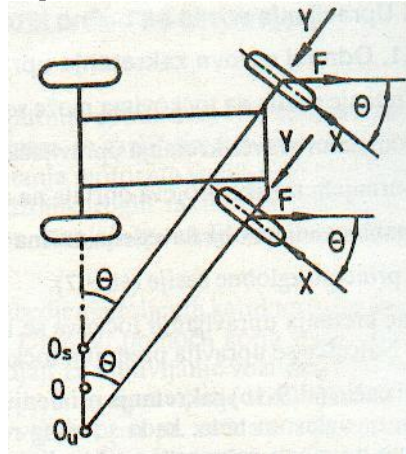
Слика 1. [1]



Слика 2.[1]

Правца кретања управљаних точкова се у већини случајева мења закретањем рукаваца. Најчешће се управља предњим точковима (слика 1а). Други начин (слика 1б) закретања примењује се понекад код возила на четири погонска точка, тј. углавном тада, када се због релативно великог пречника точкова њихове осовине не могу закренути за довољан угао ради постизања минималног радијуса окретања. У овом случају се положај точкова у односу на шасију возила мења. Закретање се врши деловањем различитим моментима на десне и леве точкове. На слици 1б је приказана варијанта када моменти имају и различит смер. Код возила – трактора на точковима се често употребљава комбинација оба наведена

начина (слика 1ц). Кретање возила приликом закретања може се посматрати као његово окретање око неке сталне осе, занемарујући еластичност пнеуматика и сматрајући да је пнеуматик крут у бочном правцу. Да би се одредио положај ове осе, односно тренутног пола обртања, потребно је да се повуку нормале на векторе брзине свих точкова, које се ако нема клизања ни бочних деформација пнеуматика, налазе у равни котрљања точка, онда се нормале на векторе брзина не секу у истој тачки (слика 3). У овом случају тренутни пол обртања возила O налази се негде између тачака O_s и O_u , па се према томе вектори брзина спољашњег и унутрашњег точка не поклапају са равни обртања точкова, што значи да котрљање точкова прати клизање.

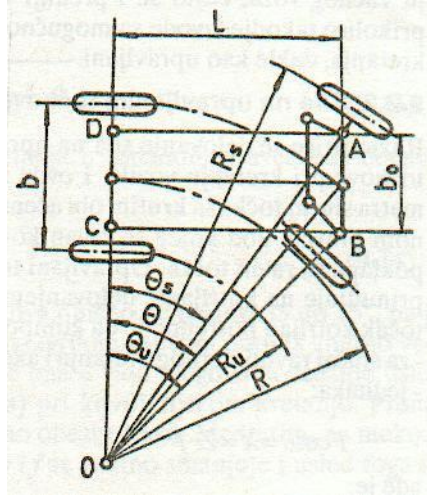


Слика 3. [1]

Кругови по којима се котрљају точкови у овом случају, дакле, нису концентрични. Да точкови при котрљању не би имали бочно клизање, потребно је међутим да се кретање точкова обавља по концентричним круговима. Бочно клизање које се појављује у овом случају, погоршава управљање, а такође повећава и отпор котрљању точкова и хабање пнеуматика. Ово се може избећи:

- ако се предњи мост обрће око једне централне осовине или око једне кружне плоче (као на пример код неких приколица); међутим на овај начин се погоршава стабилност и долази до низа конструкцијских тешкоћа;
- ако се сваки точак понаособ закреће око своје осовине, али са различитим угловима закретања, с тим да се обезбеди котрљање свих точкова око једног тренутног пола O без клизања.

При томе је потребно да се унутрашњи точак закрене за већи угао од спољашњег. Однос између углова закретања Θ_s и Θ_u који је потребно остварити да би се точкови котрљали без клизања, може се одредити из $\triangle OAD$ и $\triangle OBC$.



Слика 4. [1]

$$\frac{OD}{AD} = \operatorname{ctg} \Theta_s, \quad \frac{OC}{CB} = \operatorname{ctg} \Theta_u \quad (1)$$

Ако се начини разлика ова два израза, добија се:

$$\operatorname{ctg} \Theta_s - \operatorname{ctg} \Theta_u = \frac{OD}{AD} - \frac{OC}{CB} = \frac{b_0}{L} \quad (2)$$

$$\frac{R + \frac{b_0}{2}}{L} - \frac{R - \frac{b_0}{2}}{L} = \frac{b_0}{L} \quad (3)$$

Дакле, разлика котангенса углова закретања спољашњег и унутрашњег точка возила, за било који радијус његовог закретања, треба да буде константна величина.

Кретање возила при закретању карактерише се радијусом трајекторије предњег спољашњег и унутрашњег задњег точка.

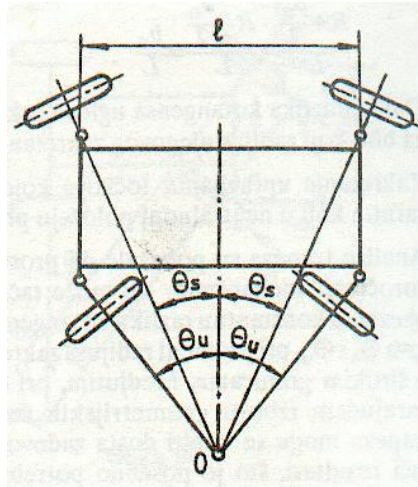
Ови радијуси могу се одредити на следећи начин (слика 4):

$$\text{из } \triangle OAD: R_s = \frac{L}{\sin \Theta_s} + \frac{b - b_0}{2} \quad (4)$$

$$\text{из } \triangle OCB: R_u = \frac{L}{\operatorname{tg} \Theta_u} - \frac{b - b_0}{2} \quad (5)$$

Ови се радијуси називају и «радијуси хоризонталне проходности». Ове карактеристике изражавају се често и са R – растојањем величина и износи (ако су точкови бочно крути):

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg} \Theta} \quad (6)$$



Слика 5 [1]

где је:

$$\Theta = \frac{\Theta_s - \Theta_u}{2}$$

а за мале углове важи:

$$R \approx \frac{L}{\Theta} \quad (7)$$

Ако је потребно да се радијус закретања веома смањи, управљање се изводи не само предњим, већ и задњим точковима. За исту величину углова закретања и осовинског растојања, радијус закретања се смањује два пута (слика 5).

2.2 Силе на управљаним точковима

Размотриће се деловање сила на управљане точкове при кретању возила. И овде се посматра случај точка са крутим обручем у бочном правцу, код којег се раван котрљања поклапа са равни точка. Управљани точак се принуђује на котрљање деловањем силе (слика 6а) на његову осовину. Да би се точак котрљао потребно је да компонента силе F у равни точка $F \cos \Theta$ (слика 6а) буде: за случај равномерног кретања и ако се занемари отпор ваздуха који делује на точак, једнака:

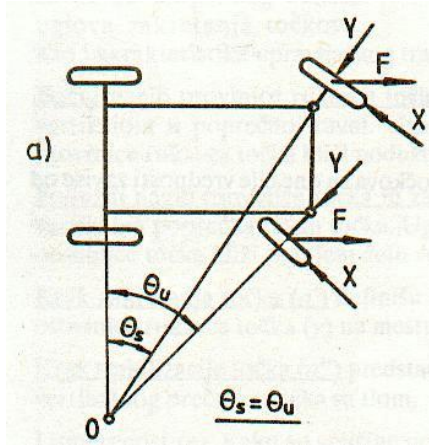
$$F \cos \Theta = X = Z \cdot f \quad (8)$$

Где је:

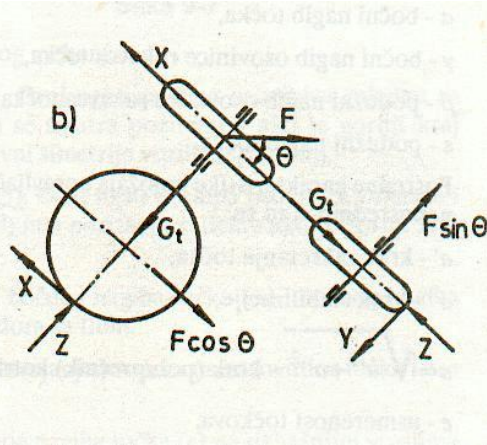
X – тангентна реакција тла,

f – коефицијент отпора котрљању за посматрани случај, ако се точак сматра крутим у бочном правцу може се узети $f' = f$,

- угао закретања точка Θ



Слика. 6а [1]



слика. 6б [1]

Услед дејства друге компонентне силе F , нормалне на раван точка, тј. , у равни додира точка и тла, јавиће се реакција тла исте величине, а супротног смера, дакле:

$$F \sin \Theta = Y \quad (9)$$

Захваљујући постојању ове реакције омогућено је скретање возила од праволинијског кретања у жељеном правцу.

Да не би дошло до бочног клизања точка мора бити задовољен услов да резултантна сила X и Y , тј. силе које делују на додирној површини, мора бити једнака или мања од силе приањања, тј.:

$$R_{xy}^2 = X^2 + Y^2 \leq Z^2 \cdot \varphi^2 \quad (10)$$

Одавде следи:

$$Y \leq \sqrt{Z^2 \cdot \varphi^2 - X^2} \quad (11)$$

У супротном случају, доћи ће до бочног клизања точка.

Како је:

$$Y = F \sin \Theta = \frac{Z \cdot f}{\cos \Theta} \cdot \sin \Theta = Z \cdot f \cdot \operatorname{tg} \Theta \quad (12)$$

то је:

$$Z \cdot f \cdot \operatorname{tg} \Theta \leq \sqrt{Z^2 \cdot \varphi^2 - X^2} = \sqrt{Z^2 \cdot \varphi^2 - Z^2 \cdot f^2} \quad (13)$$

Одавде произилази да је за обезбеђење кретања у заданом правцу без бочног клизања потребно да буде задовољен услов:

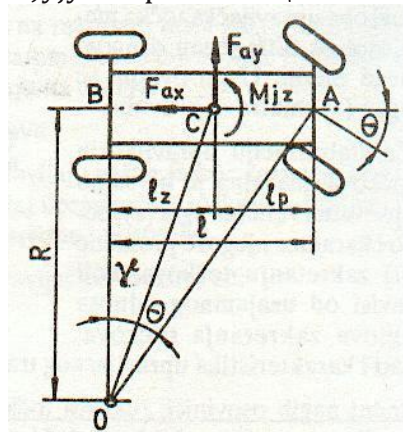
$$f \cdot \operatorname{tg} \Theta \leq \sqrt{\varphi^2 - f^2} \quad (14)$$

Максимални угао закретања управљаних точкова обично не прелази 35° до 45° . Ако су управљани точкови истовремено и кретачи (погонски точкови), тангентне реакције X биће веће него у случају када су управљани точкови само вођени. Међутим, с обзиром да пропульзивне силе (X) делују увек у равни обртања точкова, бочне реакције ће бити мање него код вођених управљаних точкова. Због тога је управљање возила код којег су управљани точкови истовремено и кретачи, начелно боље него код вођених точкова, при осталим истим условима.

3. Силе које делују на возило при његовом закретању

При неравномерном и криволинијском кретању возила јављају се и силе инерције и инерциони моменти укупне масе возила, а такође и обртних делова погонског агрегата, преносног система и точкова.

Уздужне и попречне силе инерције укупне масе возила, које се креће убрзано по криволинијској путањи одређују се према слици 7. на следећи начин:



Слика 7. [1]

Тачка В као и цела подужна оса возила АВ релативно се обрће око центра закретања О са транслаторним $\left(\frac{dv}{dt}\right)$ и центрифугалним убрзањем $(R\omega^2)$. Центар тежишта возила С које се налази на оси АВ креће се транслаторним $\left(l_z \frac{d\omega}{dt}\right)$, и центрипеталним убрзањем $(l_z \cdot \omega^2)$.

Уздужна (F_{ax}) и попречна (F_{ay}) сила инерције укупне масе возила одређене су изразима:

$$F_{ax} = \frac{G}{g} \left(\frac{dv}{dt} - l_z \cdot \omega^2 \right) \text{ и } F_{ay} = \frac{G}{g} \left(R\omega^2 - l_z \cdot \frac{d\omega}{dt} \right) \quad (15)$$

где је:

g - убрзање земљине теже,

ω - угаона брзина возила,

R - радијус закретања,

$\frac{d\omega}{dt}$ - угаоно убрзање возила.

Како је:

$$R = \frac{l}{\operatorname{tg} \Theta} \quad (16)$$

добиа се:

$$\omega = \frac{v}{R} = \frac{v}{l} \operatorname{tg} \Theta$$

Како је кривина путање возила променљива, пошто је променљив и средњи угао закретања управљачких точкова (Θ) после диференцирања добија се:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\operatorname{tg} \Theta}{l} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{v}{l \cdot \cos^2 \Theta} \cdot \frac{d\Theta}{dt} \quad (17)$$

Користећи зависност $\cos \Theta = \frac{R}{\sqrt{l^2 + R^2}}$ добија се:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{R} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{v}{l} \cdot \frac{l^2 + R^2}{R^2} \cdot \frac{d\Theta}{dt}$$

На основу претходних анализа, силе инерције могу се написати у облику:

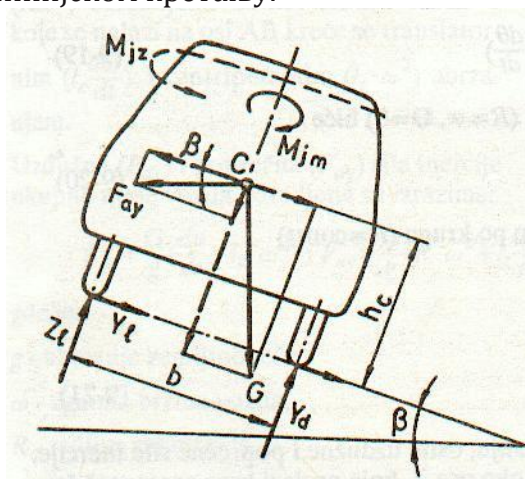
$$F_{ax} = \frac{G}{g} \left(\frac{dv}{dt} - l_z \cdot \frac{v^2}{R^2} \right) \quad (18)$$

$$F_{ay} = \frac{G}{g} \left(\frac{v^2}{R} + \frac{l_z}{R} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{l_z \cdot v}{l} \cdot \frac{l^2 + R^2}{R^2} \cdot \frac{d\Theta}{dt} \right) \quad (19)$$

$$F_a = F_{ax} = \frac{G}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \quad (20)$$
$$\begin{aligned} F_{ax} &= -\frac{G}{g} \cdot l_z \cdot \frac{v^2}{R^2} \\ F_{ay} &= \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \end{aligned} \quad (21)$$
$$M_z = J_z \cdot \frac{d\omega}{dt} = \frac{G}{g} \cdot \rho_z^2 \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (22)$$

J_z – момент инерције возила око осе z ,
 ρz – радијус инерције око осе z

На сликама 8 и 9 приказане су силе и моменти који делују на возило при криволинијском кретању.



9

Из услова динамичке равнотеже возила у односу на осу која пролази кроз тачку додира левих (десних) точкова, добија се:

$$Z_d \cdot b - G \cdot \frac{b}{2} \cdot \cos \beta - G \cdot h_c \cdot \sin \beta - F_{ay} \cdot \frac{b}{2} \cdot \sin \beta + F_{ay} \cdot h_c \cdot \cos \beta - M_m = 0 \quad (23)$$

односно нормалне реакције тла:

$$Z_d = \frac{G \cdot \frac{b}{2} \cdot \cos \beta + G \cdot h_c \cdot \sin \beta + F_{ay} \cdot \frac{b}{2} \cdot \sin \beta - F_{ay} \cdot h_c \cdot \cos \beta + M_m}{b} \quad (24)$$

$$Z_l = \frac{G \cdot \frac{b}{2} \cdot \cos \beta - G \cdot h_c \cdot \sin \beta + F_{ay} \cdot \frac{b}{2} \cdot \sin \beta + F_{ay} \cdot h_c \cdot \cos \beta - M_m}{b} \quad (24)$$

где је M_m - инерциони момет мотора.

Из услова динамичке равнотеже задње осе возила, према слици 9, добија се:

$$Y_p \cdot l - F_{ay} \cdot l_z \cdot \cos \beta + G \cdot l_z \cdot \sin \beta - M_z = 0 \quad (25)$$

Укупна бочна реакција на предњим точковима возила одређена је изразом:

$$Y_p = \frac{F_{ay} \cdot l_z \cdot \cos \beta - G \cdot l_z \cdot \sin \beta + M_m}{l} \quad (26)$$

односно на задњим точковима:

$$Y_z = \frac{F_{ay} \cdot l_p \cdot \cos \beta - G \cdot l_p \cdot \sin \beta - M_m}{l} \quad (27)$$

Бочне реакције расту сразмерно са v ; (dv/dt) и $(d\Theta/dt)$, а опадају са повећањем радијуса кривине R . При негативној вредности $d\Theta/dt$ (излазак из кривине), при повећању $d\Theta/dt$ смањује се Y , што условљава могућност бржег враћања точка управљача. Негативна вредност (dv/dt) смањује бочну реакцију Y – отуда на улазу у кривину треба смањити брзину $(-dv/dt)$ као и брзину закретања $d\Theta/dt$.

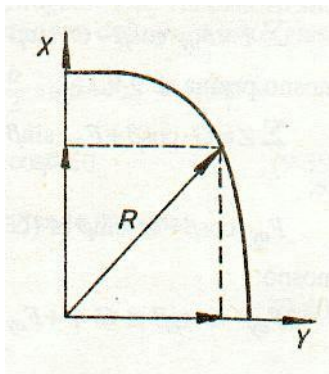
На изласку из кривине повећати $(d\Theta/dt)$, а може се повећати и dv/dt пошто се и радијус кривине R – повећава. Бочне реакције зависе и од величине бочног ветра, момента стабилизације и других фактора.

4. Попречна и подужна стабилност возила

Нарушавање стабилности возила [2] у неким условима кретања могуће је како у попречном тако и у уздужном правцу. Губитак попречне стабилности изражава се у облику бочног заносења или бочног превртања, а нарушавање подужне стабилности у уздужном превртању око осе задњих или предњих точкова

4.1 Попречна стабилност возила

Предњи и задњи точкови котрљаће се без бочног клизања (заношења) ако су испуњени услови (слика 10)



Слика 10 [2]

$$R^2 = X^2 + Y^2 \leq Z^2 \cdot \phi^2$$

Односно из израза: [3]

$$Y_z \leq \sqrt{Z_z^2 \cdot \phi^2 - X_z^2} \quad \text{и} \quad Y_p \leq \sqrt{Z_p^2 \cdot \phi^2 - X_p^2} \quad (28)$$

при чему се претпоставља да је коефицијент приањања предњих и задњих точкова једнак у свим правцима.

Значи – резултанта (R), тангентне (X) и бочне (Y) реакције мора да буду мање од силе приањања ($Z \cdot \phi$).

Ако нема тангентних сила (пропулзивних, односно кочних), услов да нема бочног клизања гласи:

$$Y_z \leq Z_z \cdot \phi \quad \text{и} \quad Y_p \leq Z_p \cdot \phi \quad (29)$$

Повећање тангентних реакција (погонских или кочних) смањује поперечну стабилност. Када тангентна реакција достигне граничну вредност $X = Z \cdot \phi$, бочна реакција је равна нули. У том случају довољна је и најмања бочна сила, па да дође до појаве заношења. Ову констатацију потврђује и пракса, пошто заношење возила најчешће наступа онда када се оштро кочи.

Услов поперечне стабилности у случају да се возило креће инерцијом (без вучних и кочних сила) и ако се занемаре тангентне реакције изазване деформацијама пнеуматика и пута гласи:

$$\Sigma Y \leq \Sigma Z \cdot \phi \quad (30)$$

Како је према слици 9:

$$\Sigma Y = F_{ay} \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \beta$$

односно, према слици 7.9:

$$\Sigma Z = G \cdot \cos \beta + F_{ay} \cdot \sin \beta$$

биће:

$$F_{ay} \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \beta \leq (G \cdot \cos \beta + F_{ay} \cdot \sin \beta) \cdot \varphi \quad (31)$$

односно:

$$F_{ay} - G \cdot \operatorname{tg} \beta \leq G \cdot \varphi + F_{ay} \cdot \varphi \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (32)$$

Или:

$$\frac{F_{ay} - G \cdot \varphi}{F_{ay} \cdot \varphi + G} \leq \operatorname{tg} \beta \quad (33)$$

Како је:

$$F_{ay} = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \quad (34)$$

У случају ако се возило креће по кругу константном брзином, гранични попречни нагиб пута (β) одређен је изразом:

$$\frac{\frac{v^2}{R} - g}{\frac{v^2}{R} \cdot \varphi + g} = \operatorname{tg} \beta \quad (35)$$

односно, гранична брзина:[3]

$$v_{gr} = \sqrt{\frac{g(\varphi + \operatorname{tg} \beta)R}{1 - \varphi \cdot \operatorname{tg} \beta}} \quad (36)$$

односно, ако је бочни нагиб пута $\beta = 0$ изразом:

$$v_{gr} = \sqrt{\varphi \cdot g \cdot R} \quad (37)$$

Још опаснија појава поремећаја стабилности кретања од бочног заносења је бочно превртање возила. Услов стабилности да не дође до бочног превртања возила изражава се условом да укупна нормална реакција десних и левих точкова увек буде већа од нуле, тј:

$$Z_d \geq 0 \quad \text{и} \quad Z \geq 0 \quad (38)$$

До бочног превртања може доћи услед дејства центрифугалне силе. На основу шеме, слика 8, у случају равномерног закретања возила, претходно дефинисани услов гласи:

$$\Sigma M = 0;$$

$$\begin{aligned} Z_d \cdot b - G \cdot \frac{b}{2} \cdot \cos \beta - G \cdot h_c \cdot \sin \beta - F_{ay} \cdot \frac{b}{2} \cdot \sin \beta + F_{ay} \cdot h_c \cdot \cos \beta = \\ G \cdot \frac{b}{2} \cdot \cos \beta + G \cdot h_c \cdot \sin \beta + F_{ay} \cdot \frac{b}{2} \cdot \sin \beta - F_{ay} \cdot h_c \cdot \cos \beta \geq 0 \end{aligned} \quad (39)$$

Гранични попречни нагиб пута у општем случају одређен је изразом:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{F_{ay} \cdot h_c - G \cdot \frac{b}{2}}{F_{ay} \cdot \frac{b}{2} + G \cdot h_c} \quad (40)$$

односно при кретању по кружној путањи константном брзином изразом:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\frac{v^2}{gR} \cdot h_c - \frac{b}{2}}{\frac{v^2}{gR} \cdot \frac{b}{2} + h_c} \quad (41)$$

односно, при праволинијском кретању ($F_{ay} = 0$) изразом:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{b}{2h_c} \quad (42)$$

Гранична брзина возила при закретању возила по кривини одређеног полупречника и бочног нагиба пута, при којој још не долази до бочног превртања одређена је изразом:

$$v_{gr} = \sqrt{\frac{gR(h_c \operatorname{tg} \beta + b/2)}{h_c - b/2 \cdot \operatorname{tg} \beta}} \quad (43)$$

односно, на путу без бочног нагиба ($\beta = 0$) изразом:

$$v_{gr} = \sqrt{\frac{gRb}{2h_c}} \quad (44)$$

Величина бочног нагиба пута који омогућава неограничену брзину кретања без појаве бочног превртања одређена је изразом:

$$\operatorname{tg} \beta \geq \frac{2h_c}{b} \quad (45)$$

Имајући у виду да је бочно клизање (заношење мање опасно од превртања возила), у случају кретања на путу без бочног нагиба, гранична брзина треба да задовољи услов:

$$\sqrt{\varphi g R} < \sqrt{\frac{gbR}{2h_c}} \quad (46)$$

Овај услов омогућава да се одреди гранична вредност коефицијента приањања у смислу спречавања превртања возила, тј.:

$$\varphi < \frac{b}{2h_c} \quad (47)$$

4.2 Подужна стабилност

Под подужном стабилношћу [2] подразумева се способност кретања возила без превртања око предње или задње осовине, али и без проклизавања и клизања на успону.

4.2.1 Превртање око задње осовине

Овакав случај превртања савремених друмских возила је више теоријског карактера,

с обзиром да су услови, које треба да испуни да се не би преврнуло око задње осовине, скоро увек задовољени, како ће се касније видети. Теоријски гледано, превртање око задње осовине [2] ће наступити када се испуни услов да се предња осовина потпуно растерети, односно да је $Z_1 \leq 0$

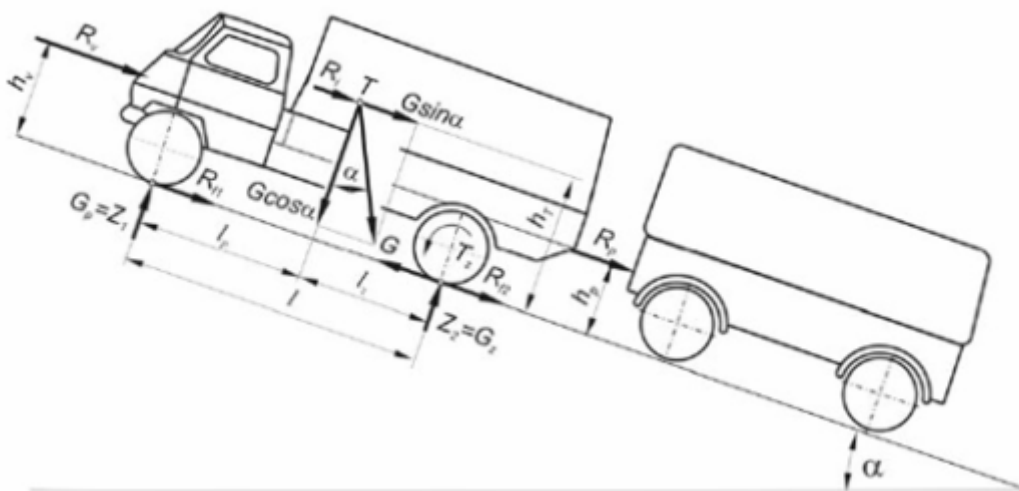
(48)

Из једначине равнотеже сила за тачку ослоња задње осовине има се:

$$Z_1 \cdot l - G \cdot l_z \cdot \cos \alpha + G \cdot h_T \cdot \sin \alpha + R_i \cdot h_T + R_v \cdot h_v + R_P \cdot h_P = 0 \quad (49)$$

Односно да би се возило преврнуло око задње осовине

$$G \cdot l_z \cdot \cos \alpha + G \cdot h_T \cdot \sin \alpha + R_i \cdot h_T + R_v \cdot h_v + R_p \cdot h_p \leq 0 \quad (50)$$



Слика 11. Спољне и динамичке силе на возило при кретању на узбрдици [2]

Узимајући да је отпор приколице само $R_p = G \cdot \sin \alpha$, уз занемаривање отпора котрљања приколице R_f , који је на максималним успонима занемарљиво мали у односу на отпор успона, добија се максималан (критичан) успон, који возило са приколицом може да савлада на граници превртања.

$$\operatorname{tg} \alpha \geq \frac{l_z}{h_T + h_p \frac{G_p}{G}} \quad (51)$$

За случај кретања “соло возила” (без приколице) има се:

$$\operatorname{tg} \alpha \geq \frac{l_z}{h_T} \quad \text{односно} \quad h_T \geq \frac{l_z}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (52)$$

С обзиром да је $\operatorname{tg} \alpha$ чак и за успоне од 100% ($\alpha = 45^\circ$) једнако 1, превртање око задње осовине би наступило за случај да висина тежишта буде виша или бар

једнака растојању тежишта до задње осовине, што је код возила практично немогуће.

Међутим, у пракси је забележено доста примера превртања трактора око задње осовине. Узрок овим незгодама, најчешће трагичним, је увек исти – потезница приколице или вучног ужета била је прикључена на трактор нестручно и обично самостално од стране руковаоца, на висини већој од висине задње осовине од тла или чак од висине тежишта. Наиме, приликом извлачења балвана или чупања пањева, неуки људи прикључе уже доста високо, тако да најчешће већ на самом поласку или при трзају трактора, дође до превртања уназад, поготово када се то чини тракторима са малим међуосовинским растојањем, који су обично мале масе. Није редак случај у селима, да се чак импровизоване потезнице трактора нестручно прикључују ради вуче приколице или терета. С обзиром да је најчешћи случај вуче приколице која је лакша од трактора и обично на мањим успонима, до превртања није долазило. Међутим, када људи охрабрени својом лажном уметношћу, при превозу тешких терета на шумским путевима или стазама, качење приколице за трактор учине на потезницу, прикључену за трактор на високом месту, незгода је тада обично неминовна. Другим речима речено, да до превртања око задње осовине не би дошло, потезница на вучно возило увек треба да буде на нижем растојању од тла од висине тежишта.

$$h_p \leq h_T \quad (53)$$

4.2.2 Савлађивање максималног успона са аспекта проклизавања возила

Кретањем возила на успону, у случајевима смањеног коефицијента пријањања између точкова и коловоза, може да наступи проклизавање, када максималне вучне силе на погонским точковима буду веће од адхезионе силе између погонских точкова и тла, али не и од клизања возила уназад. Међутим случај чистог клизања на узбрдици наступа када је већа сила отпора успона од адхезионе силе на точковима, када возило почиње да клиза уназад, дакле пре превртања, с обзиром да је у тачки 4.2.1 констатовано да је превртање око задње осовине практично немогуће. Случајеви проклизавања точкова могу да се посматрају са аспекта распореда погонских точкова.

1. Погон задњим точковима

Да би дошло до клизања возила низ брдо, треба да буде задовољен услов, да су отпори кретања већи од адхезионе силе односно: [2]

$$F_{02} \leq Z_2 \cdot \mu \leq (G + G_p) \cdot \sin \alpha \quad (54)$$

Уз реалне услове, да се возило уз успон креће малом брзином, да нема убрзања и да практично нема отпора ветра, то јест да је $R_i = R_v = 0$.

С обзиром да је сила отпора приколице једнака $R_p = G_p \sin \alpha$ и занемарујући коефицијент отпора котрљању f као мали у односу на остале чланове, следи да је угао успона " α_k " када наступа клизање:

$$\operatorname{tg} \alpha_k \geq \frac{l_p \cdot \mu}{(1 - \mu \cdot h_T) + (1 - \mu \cdot h_p) \cdot k} \quad (55)$$

Да би проклизавање точкова или клизање возила низ брдо наступило пре превртања око задње осовине треба да буде испуњен услов:

$$\frac{l_p \cdot \mu}{(1 - \mu \cdot h_T) + (1 - \mu \cdot h_p) \cdot k} \leq \frac{l_z}{h_T + k \cdot h_p} \quad (56)$$

После сређивања горње неједначине, узимајући да је $h_T \approx h_p$, показује се да би коефицијент пријањања требало да је:

$$\mu \leq \frac{l_z(1+k)}{h_T(1+k)} \leq \frac{l_z}{h_T} \quad (57)$$

Што је свакако скоро увек испуњено, с обзиром да је скоро увек $l_z > h_T$ а тим пре када је $h_T > h_p$, што је код правилно постављених потезница такође увек испуњено. Другим речима максимални успон је увек ограничен проклизавањем погонских точкова и никада не може да дође до превртања око задње осовине

2. Погон предњим точковима

До превртања не може да дође јер се на успону смањује нормална реакција тла, услед чега је адхезиона сила увек мања, што значи да ће прво наступити проклизавање предњих точкова. Другим речима и у овом случају максималан успон ограничен је проклизавањем точкова.

3. Погон на свим точковима

Слично претходним анализама, следи да ће проклизавање наступити када је адхезиона сила точкова и тла мања од сила отпора, односно када је

$$(G + G_p) \sin \alpha \geq G \cdot \mu \cdot \cos \alpha \quad (58)$$

Односно проклизавање ће наступити на граничном успону од

$$\operatorname{tg} \alpha_k \geq \frac{\mu}{1+k} \quad (59)$$

Проклизавање ће наступити пре превртања, када је:

$$\frac{\mu}{1+k} \leq \frac{l_z}{h_T + k \cdot h_p} \text{ за случај да је } h_T \approx h_p \quad \mu \leq \frac{l_z}{h_T} \quad (60)$$

Што је како је већ закључено, скоро увек испуњено, с обзиром да је скоро увек $l_z > h_T$, тим пре $h_T > h_p$, што је код правилно постављених потезница такође увек испуњено. Следи коначан закључак да ће код "соло" возила и вучних возова, максимални успон увек да буде ограничен проклизавањем погонских точкова и никада не може да дође до превртања око задње осовине.

4.2.3 Стабилност возила са аспекта управљивости

Како се из изнетих анализа закључује, са аспекта подужне стабилности, може да се говори само о граничним случајевима успона, када долази до проклизавања возила. Другим речима, у принципу, код свих возила максимални успон је увек ограничен проклизавањем погонских точкова и никада не може да дође до превртања око задње осовине. Међутим у специјалном случају оптерећења возила дугачким теретом (рецимо балвани), када је терет дужи од дужине платформе камиона, наступа случај да се тежиште приближава задњој осовини а предња-управљујућа осовина се растерећује, понекада и више од минималног оптерећења. У таквим случајевима максимални успон је ограничен управљивошћу возилом. Други критични случај, који може да наступи, односи се на возила са високим тежиштем и великом чеоном површином возила, када се крећу великим брзинама на равном и хоризонталном путу. Овакав случај нестабилности проузрокован је дејством сила ветра на чеону површину, услед кога се предња осовина растерећује. За гранични случај, претпоставка је да возило више нема снаге за већа убрзања ($\alpha=0$), успон је такође $\alpha=0$ и претпоставка је да је отпор котрљању занемарљив $f = 0$ у односу на остале отпоре, поготову отпора ветру. Јасно је да сила ветра дејствује у матацентру чеоне површине h_v . Теоријска нестабилност возила у оваквим условима наступа када је реакција тла на предњу осовину блиска нули $Z_1 \leq 0$ мада за практичне случајеве немогућност доброг управљања возилом се осети знатно раније.

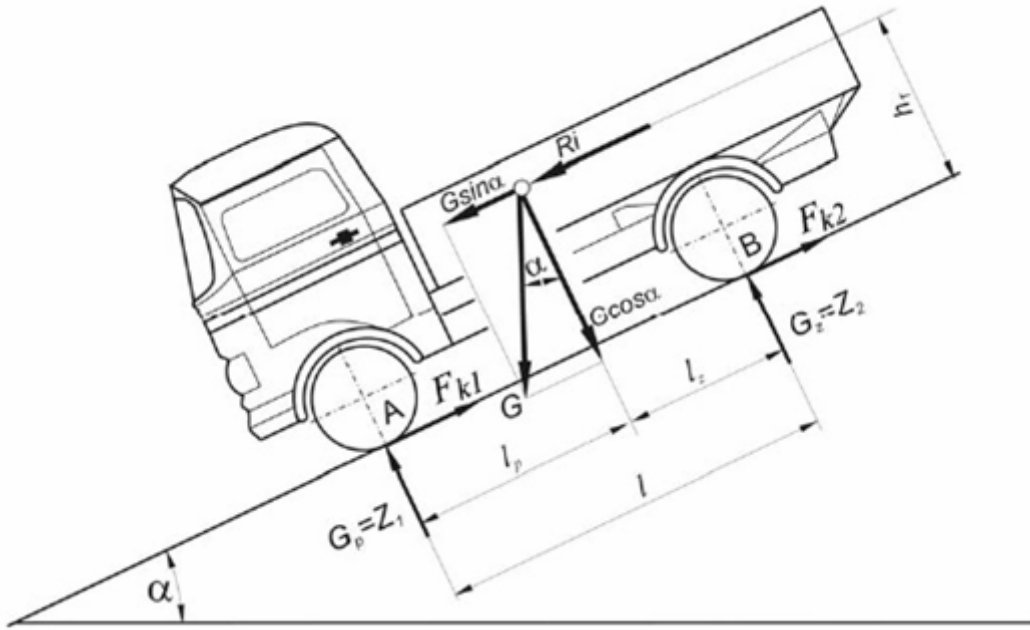
За такав случај следи: [2]

$$Z_1 \leq G \frac{l_z}{l} - \frac{k \cdot A \cdot V^2}{13} h_v \leq 0 \rightarrow V_{\max} \leq 3.6 \sqrt{\frac{G \cdot l_z}{K \cdot A \cdot h_v \cdot l}} \quad [\text{km/h}] \quad (61)$$

Следи и закључак, да што је већа висина метацентра чеоне површине и тежиште ближе задњој осовини, то је возило најстабилније са аспекта управљивости. Управо овоме је разлог да су возила намењена рекордним брзинама (на пример формула 1) опремљена спојлерима изнад предње осовине, којима је циљ да повећа проходност исте за тло, а чеона површина мала и специјално обликована, како би производ $K \cdot A \cdot h_v$ био мањи.

4.2.4 Превртање возила око предње осовине

Разматрање оваквог случаја нестабилности возила има смисла само када се возило креће низбрдицом и да је возач из неких разлога приморан да интензивно кочи. У таквим случајевима сила инерције, због мењања смера, растерећује задњу осовину а оптерећује предњу.



Слика 12. Спољне и динамичке силе на возилу при кретању на низбрдици [2]

Постављањем моментне једначине за тачку ослоња предње осовине А, следи:

$$Z_2 l + R_i \cdot h_T + G \cdot h_T \cdot \sin \alpha - G \cdot l_p \cdot \cos \alpha = 0 \quad (62)$$

Услов за потпуно растерећење задње осовине, када може да дође до превртања око предње осовине наступа када је:

$$Z_2 l \leq G \cdot l_p \cdot \cos \alpha - R_i \cdot h_T - G \cdot h_T \cdot \sin \alpha \leq 0 \quad (63)$$

Односно

$$G \cdot l \cdot \cos \alpha \leq h_T (R_i + G \cdot \sin \alpha) \cdot h_T \quad (64)$$

Из услова равнотеже хоризонталних сила:

$$F_K = R_i + G \cdot \sin \alpha \text{ и сменом у (65) следи}$$

$G \cdot l_p \cdot \cos \alpha \leq h_T \cdot f_k$ односно максимални угао када долази до превртања

$$\cos \alpha_{\max} \leq \frac{h_T \cdot F_K}{G \cdot l_p} \leq \cos \alpha_p \quad (66)$$

Укупна вредност кочне силе износи онолико колико је адхезиона сила у таквом случају, односно:

$$F_{K1} + F_{K2} = F_K \geq (Z_1 + Z_2) \mu \quad (67)$$

То јест

$$F_k \geq G \cdot \mu \cdot \cos \alpha \quad (68)$$

Односно максимални угао, када долази до клизања је

$$\cos \alpha_{\max} \leq \frac{F_K}{G \cdot \mu} \leq \cos \alpha_k \quad (69)$$

До превртања ће доћи пре појаве клизања када је $\cos \alpha_p \geq \cos \alpha_k$, при чему су $\alpha_p = \alpha_{\max}$ (када долази до превртања) и $\alpha_k = \alpha_{\max}$ када долази до проклизавања.

Вредности углова α_k и α_r дефинисане су неједначинама (67) и (68), те је

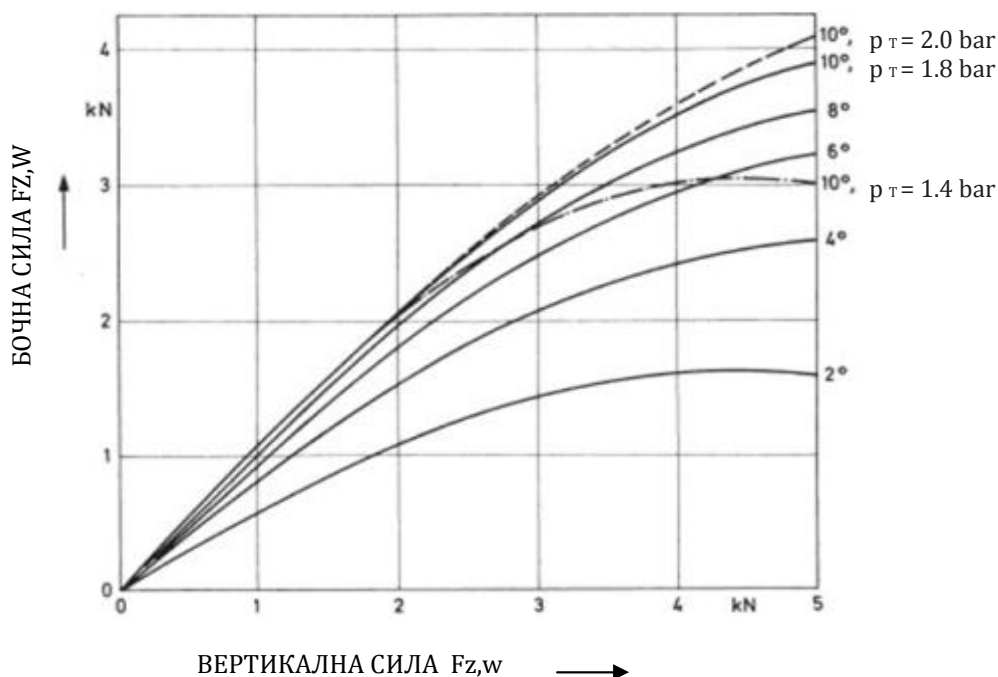
$$\frac{F_k}{G \cdot \mu} \geq \frac{F_k \cdot h_t}{G \cdot l_p} \quad \text{односно} \quad (70)$$

$$\frac{1}{\mu} \geq \frac{h_T}{l_p} \rightarrow \mu \leq \frac{l_p}{h_T}$$

Како је услов из претходне једначине најчешће задовољен код возила, с обзиром да је

$l_p > h_T$, а такође ни коефицијент трења (пријањања) никада не може да буде 1, практично превртање око предње осовине има само теоријски карактер.

5. Бочна карактеристика пнеуматика



Слика 13. Бочна сила при скретању радијалног пнеуматика [5]

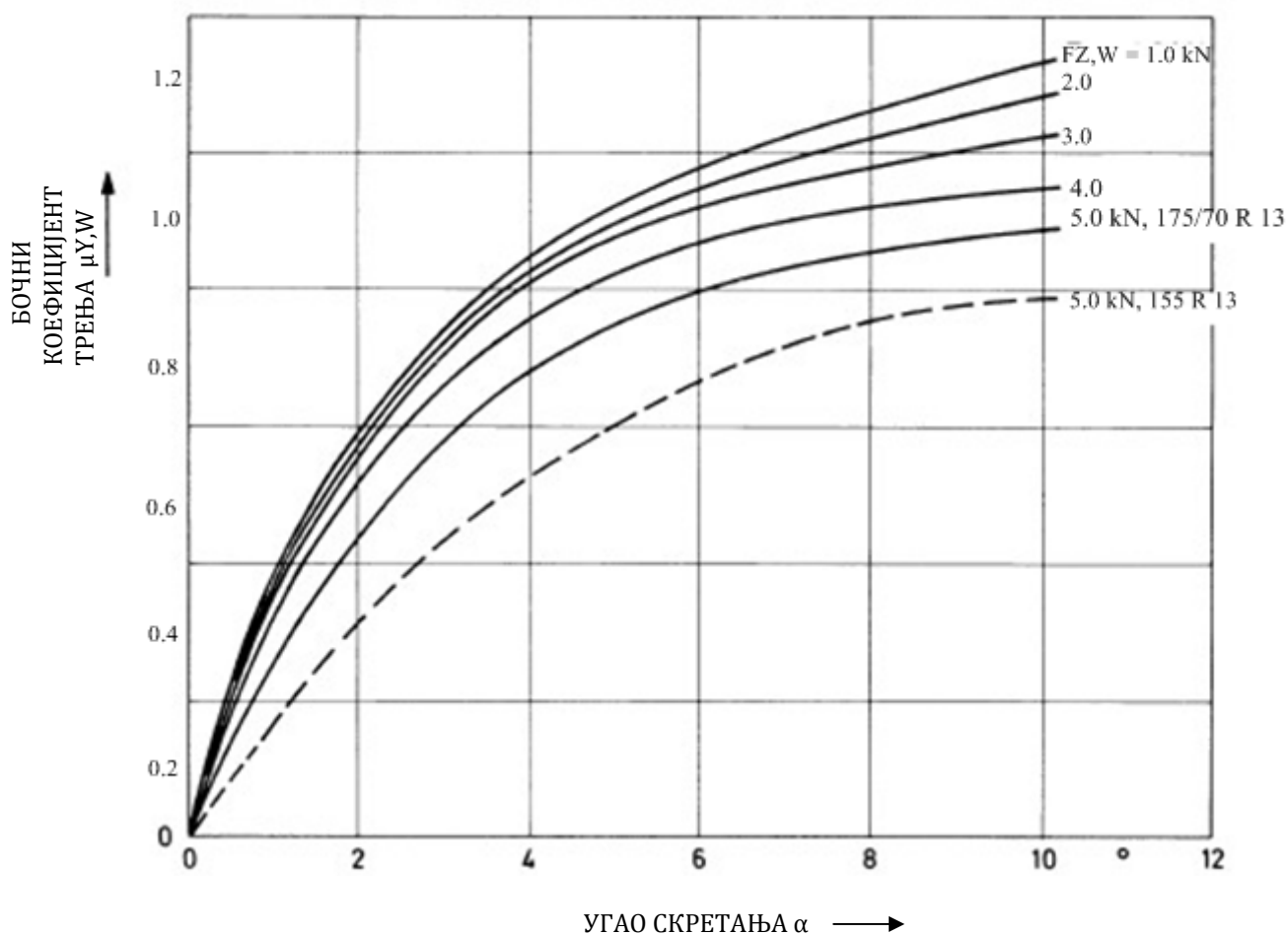
На слици је приказана бочна сила при скретању радијалног пнеуматика димензија 155 78 R 13 S 82 мерених на добошу при притиску од 1.8 бари. Носивост је 360 kg, што одговара могућности преношења вертикалне силе који износи $F_{z,w} = 3,53$ kN.

Такође су приказане силе $\alpha_T = 10^\circ$ и $P_T = 1.4$ бара и 2 бара која указују на утицај притиска пнеуматика на бочна својства при скретању. Предњи пнеуматици имају 375 kg, а задњи 425 kg. При брзинама до 210 km/h повећање притиска пнеуматика за 0.3 бара је потребно али се зато добија сразмерно мањи капацитет. Дакле на предњим пнеуматичима се добија сила од $P_T = 1.9$ бара, а на задњим пнеуматичима 2.2 бара.

За 450 kg на предњим и 505 kg на задњим пнеуматичима стварни фактор оптерећења на 210 km/h износи:

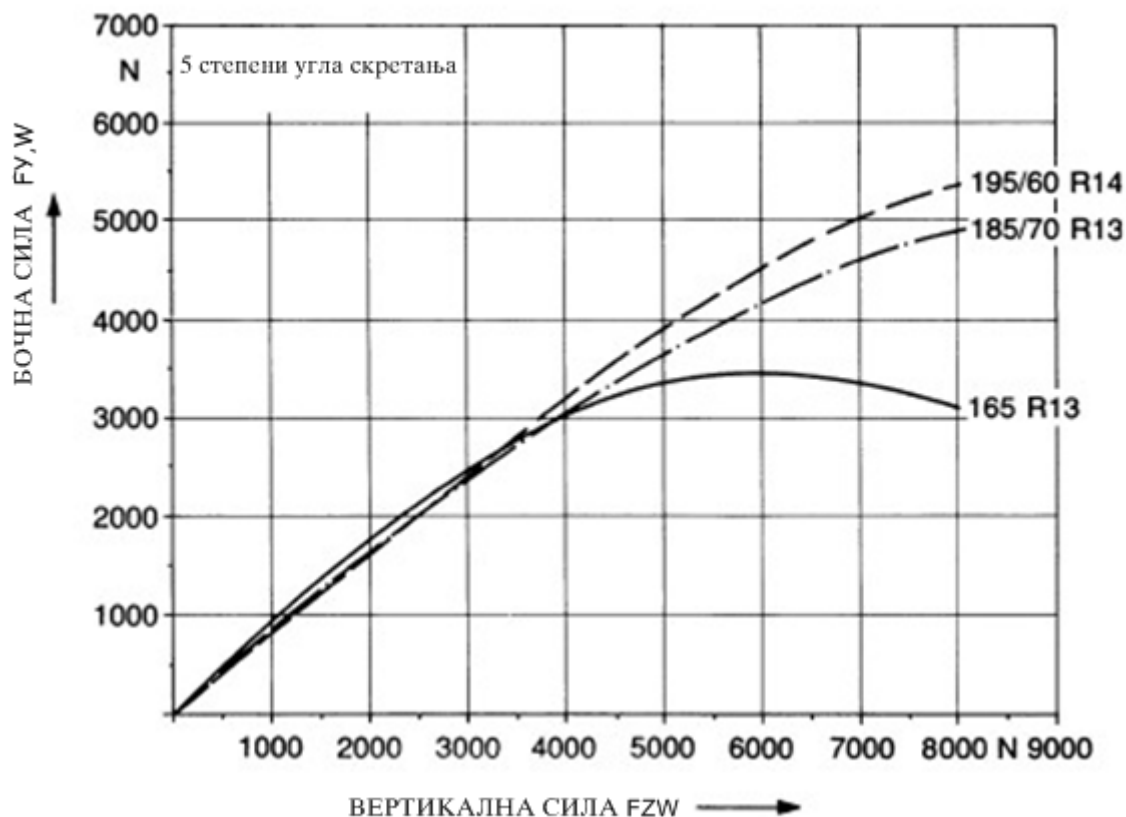
Предњи $km,f = (375/450) \cdot 100 = 83\%$

Задњи $km,r = (425/505) \cdot 100 = 84\%$



Слика 14. Бочни коефицијент трења $\mu_{y,w}$ у функцији од угла скретања и вертикалне силе [5]

Бочни коефицијент трења $\mu_{y,w}$ у функцији од угла скретања и вертикалне силе $F_{z,w}$ мерених на добошу пнеуматика димензија 175/70 R13 82 S при притиску од 2 бара пнеуматика је 395 kg што одговара вертикалне силе од $F_{z,w}=3,87$ kN. За разлику од стандардних пнеуматика серије 82, величина пнеуматика серије 70 и ширина пнеуматика ($H/B=0,65$ и мање) постиже већу бочну силу при скретању



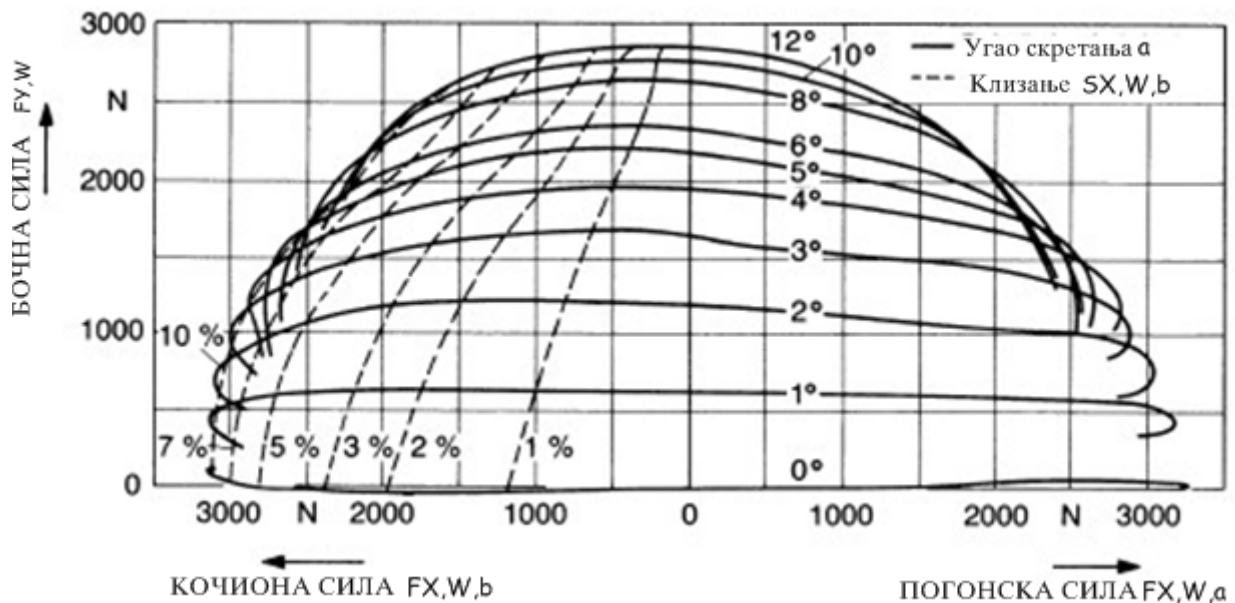
Слика 15. Зависност бочне силе од пнеуматика и вертикалне силе [5]

На слици је приказана бочна сила $F_{y,w}$ која зависи од вертикалне силе $F_{z,w}$ и пнеуматика различитих димензија: 165R13 82H, 185/70 R13 85H и 195/60 R14 85H.[5]

До 4000 N криве су мање -више исте, али на вишим оптерећењима добијају се повољнија својства широк пнеуматика при бочном скретању.

У кривинама, вертикална бочна сила се мења у центру контакта пнеуматика, што проузрокује смањење преносиве бочне силе $F_{y,w}$. Губитак бочне силе $F_{y,w}$ зависи од ефективности амортизера, притиска у пнеуматцима, и типа вешања точкова. Остали утицаји су оптерећење точка и брзина вожње. Просечан губитак бочне силе због промена у вертикалној сили зависи од дизајна пнеуматика и угла скретања α и зато се узима обзир да је:

$$\Delta F_{y,w,4} \approx 40 \text{ N за угао } \alpha$$



Слика 16. Карактеристика пнеуматика [5]

На дијаграму је приказан пнеуматик- тангенцијално бочне силе карактеристичних перформанси у функцији од угла скретања при клизању [5]. Испитивање је спроведено на радијалним пнеуматцима димензија 185/65H1486S капацитета 300 kg при притиску од 1,5 бари. На 1,5 бари пнеуматик преноси само 86 % капацитета.

Размотримо као пример кочење на сувом путу са 100 km/h са полупречником кривине $R=156$ m. Слика приказује мерење карактеристика пнеуматика са питањем где је највећи коефицијент трења у бочном правцу који износи $F_{Z,W}=2490$ N, $W=10\%$, $\alpha=4^\circ$

$$\mu_{Y,W,\max} = F_{Y,W} / F_{Z,W} = 2850 / 2940 = 0,97$$

У подужном правцу могућа кочиона сила износи $F_{X,Wb}=3130$ N, $\alpha=0^\circ$ зато погледати

следећу једначину:

$$M_{X,W,\max} = F_{X,Wb} / F_{Z,W} = 3130 / 2940 = 1,06$$

6. Понашање на путу возила на точковима

Утицај појединих динамичких карактеристика возила на заокретљивост биће анализирани на једном примеру. Путнички аутомобил се креће брзином $V=60$ km/h, у кривини полупречника $R=70$ m. Полазне карактеристике возила су:

Осовинско растојање: $l=2.8$ m

Положај средишта маса: $b=1.3$ m

Еластичност предњих точкова: $c_1 = 0.00002 \frac{\text{rad}}{\text{N}}$

Еластичност задњих точкова: $c_2 = 0.000018 \frac{\text{rad}}{\text{N}}$

Анализа управљивости возила биће урађена коришћењем модела са једним трагом, при чему ће се анализирати утицај динамичких параметара возила на критичну брзину.

1. Полазни подаци:

$$a) G = m \cdot g = 1960 \cdot 9.81 = 19228 \text{ N}$$

$$\delta_1 = c_1 \cdot y_1 = c_1 \cdot \frac{m \cdot v^2}{R} \cdot \frac{b}{l} = 0.00002 \cdot \frac{1960 \cdot 16.67^2}{70} \cdot \frac{1.3}{2.8} = 0.072 \text{ rad}$$

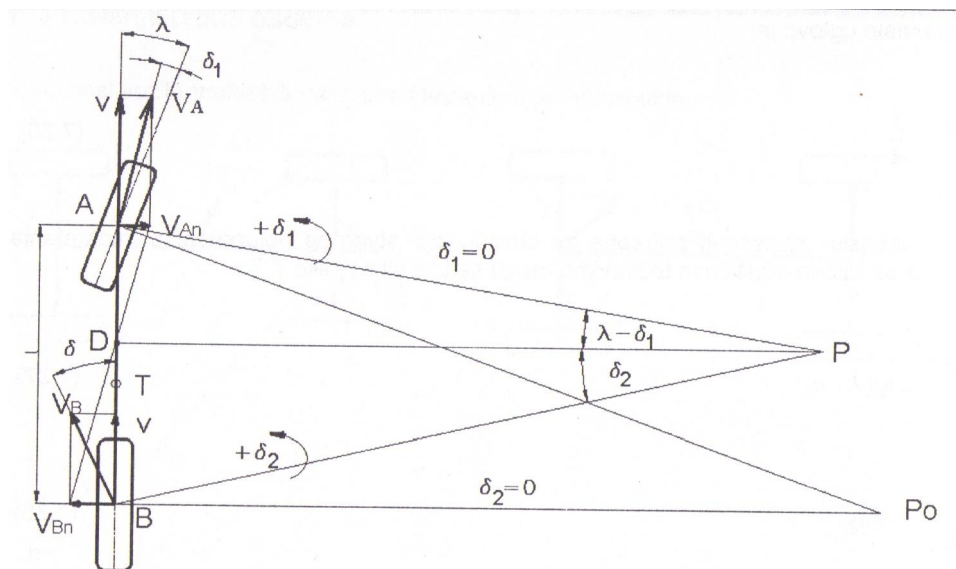
$$\delta_2 = c_2 \cdot y_2 = c_2 \cdot \frac{m \cdot v^2}{R} \cdot \frac{l-b}{l} = 0.075 \text{ rad}$$

$\delta_1 < \delta_2 \rightarrow$ Возило је сувише заокретљиво

$$V_{krit} \Rightarrow \lambda = 0$$

$$V_{krit} = \sqrt{\frac{l^2}{m[c_2(l-b) - c_1 \cdot b]}} = 63.25 \frac{m}{s}$$

$$F_y = \frac{G}{g} \cdot \frac{m \cdot v^2}{R} = 15250859.51 \text{ N} \approx 1525085.95 \text{ daN}$$



Слика 17. Модел возила са једним трагом „модел бицикла“[4]

Табела 1. Утицај масе

Параметри	m=1000 kg	m=2500 kg
δ_1 [rad]	0.037	0.092
δ_2 [rad]	0.038	0.096
V_{crit} [m/s]	88.54	56
F_y [daN]	396984,143	2481,150893
$c\delta_1$ [daN]	187261,6317	470.698
$c\delta_2$ [daN]	18233,69408	451.086
Вид заокретљивости	$\delta_2 > \delta_1$,сувишно заокретљиво возило	$\delta_2 > \delta_1$,сувишно заокретљиво возило

Промена масе нема утицаја на управљивост возила, јер се са повећањем и смањењем масе добија надуправљивост возила, али утиче на критичну брзину, јер са повећањем масе на 2500 кг добија се критична брзина која износи 56 m/s, што је мања брзина у односу на брзину почетну која износи 63.25 m/s., са смањењем масе на 1000 кг добија се критична брзина која износи 88.54 m/s, што даје закључак да смањење масе има велики утицај на критичну брзину јер се тиме добија знатно већа критична брзина од почетне брзине.

Табела 2. Промена брзине:

Параметри	V=30 km/h	V=60 km/h	V=100 km/h
δ_1 [rad]	0.018	0.072	0.20
δ_2 [rad]	0.019	0.075	0.21
V_{crit} [m/s]	63.25	63.25	63.25
F_y [daN]	380814.2053	1525085.95	4232284.92
$c\delta_1$ [daN]	369247.8735	369691	369337
$c\delta_2$ [daN]	349813.7747	354904	351749
Вид заокретљивости	$\delta_2 > \delta_1$,сувишно заокретљиво возило	$\delta_2 > \delta_1$,сувишно заокретљиво возило	$\delta_2 > \delta_1$,сувишно заокретљиво возило

Из табеле се јасно види да променом брзина нема утицај на управљивост возила, јер и код повећања и смањења брзине возила, оно остаје надуправљиво.

Табела 3 Утицај коефицијента скретања c_1

Параметри	$c_1=0.000002$ rad/N	$c_1=0.00010$ rad/N
δ_1 [rad]	0.007	0.36
δ_2 [rad]	0.075	0.075
v_{crit} / V_{car} [m/s]	63.25	9.81
F_y [daN]	1525085.95	1525085.95
$c\delta_1$ [daN]	380253.8743	73938.25336
$c\delta_2$ [daN]	354903.6161	354903.6161
Вид заокретљивости	$\delta_1 > \delta_2$,недовољно заокретљиво возило	$\delta_2 > \delta_1$,сувишно заокретљиво возило

Повећањем коефицијента скретања долази до повећања бочне крутости пнеуматика на предњој осовини, што узрокује недовољну заокретљивост возила односно управљивост возила, што изазива малу карактеристичну брзину која износи 9.81 m/s.

Табела 4 Утицај коефицијента скретања c_2

Параметри	$c_2=0.0000017$ rad/N	$c_2=0.00020$ rad/N
δ_1 [rad]	0.072	0.072
δ_2 [rad]	0.007	0.83
V_{car} / V_{crit} [m/s]	20.56	63.25
F_y [daN]	1525085.95	1525085.95
$c\delta_1$ [daN]	369691.2667	369691.2667
$c\delta_2$ [daN]	380253.8743	32069.60386
Вид заокретљивости	$\delta_1 > \delta_2$,недовољно заокретљиво возило	$\delta_2 > \delta_1$,сувишно заокретљиво возило

Смањењем коефицијента скретања на задњој осовини се добија већа вредност коефицијента бочне крутости у односу на предњу осовину, а заокретљивост возила је недовољна, па се закључује да смањење коефицијента скретања задње осовине утиче на управљивост возила.

Табела 5. Утицај полупречника кривине R

Параметри	R=30 m	R=150 m
δ_1 [rad]	0.17	0.034
δ_2 [rad]	0.18	0.035
V_{crit} [m/s]	63.25	63.25
F_y [daN]	3558534.022	711706.8046
$c\delta_1$ [daN]	365342	365342
$c\delta_2$ [daN]	345045	354904
Вид заокретљивости	$\delta_2 > \delta_1$, сувишно заокретљиво возило	$\delta_2 > \delta_1$, сувишно заокретљиво возило

Промена полупречника кривине R нема утицај на управљивост возилом, јер је возило у оба случаја сувише заокретљиво.

Табела 6. Утицај промене осовинског растојања l

Параметри	l=2.5 m	l=3 m
δ_1 [rad]	0.081	0.034
δ_2 [rad]	0.067	0.035
V_{car} [m/s] / v_{crit}	41.85	31.59
F_y [daN]	1525085.95	1525085.95
$c\delta_1$ [daN]	328614.4593	397280.1673
$c\delta_2$ [daN]	397280.1673	336933.8127
Вид заокретљивости	$\delta_1 > \delta_2$, недовољно заокретљиво возило	$\delta_2 > \delta_1$, сувишно заокретљиво возило

Табела 7. Утицај положаја тежишта у односу на задњу осовину b

Параметри	b=1.1 m	b=1.5 m
δ_1 [rad]	0.061	0.083
δ_2 [rad]	0.085	0.065
v_{crit} / v_{car}	21.57	39.06
F_y [daN]	1525085.95	1525085.95
$c\delta_1$ [daN]	436356.905	320696.0386
$c\delta_2$ [daN]	313150.1638	409504.1724
Вид заокретљивости	$\delta_2 > \delta_1$, сувишно заокретљиво возило	$\delta_1 > \delta_2$, недовољно заокретљиво возило

Са повећањем положаја тежишта возило постаје недовољно заокретљиво, што значи да да утиче на управљивост возила, па возило постаје подуправљиво.

7. Закључак

У овом завршном раду детаљно је описана управљивост возила, попречна и подужна стабилност возила, бочне карактеристике пнеуматика.

Приказана је бочна карактеристика пнеуматика са дијаграмима који описују утицај свих сила на управљивост и стабилност возила. Такође је приказана анализа управљивости возила са моделом са једним трагом тзв. модел бицикла.

При анализи управљивости возила дошли смо до закључка да од свих параметара који утичу на управљивост возила, а које смо навели приликом анализе (маса, брзина, полупречник кривине, коефицијент скретања, промена осовинског растојања, положај тежишта у односу на задњу осовину) највећи утицај на управљивост возила имају параметри коефицијента скретања, осовинског растојања, положаја тежишта.

Смањењем коефицијента скретања на задњој осовини се добија већа вредност коефицијента бочне крутости у односу на предњу осовину, а заокретљивост возила је недовољна, па се закључује да смањење коефицијента скретања задње осовине утиче на управљивост возила.

Са смањењем осовинског растојања и повећањем положаја тежишта добија се недовољна заокретљивост возила, па возило постаје подуправљиво, и небезбедно за употребу.

8. Литература

- [1] Управљање и стабилност возила на точковима, Интернационални универзитет Травник, 2013
- [2] Стефановић А.: Друмска возила - основи конструкције - Центар за моторе и моторна возила Машинског факултета у Нишу и Центар за безбедност Машинског факултета у Крагујевцу, 2010.
- [3] Симић Д.: Моторна возила, Научна књига Београд, 1988
- [4] Лукић Ј.: Моторна возила, Методичка збирка задатака, Машински факултет у Крагујевцу, 2006
- [5] Jörnßen Reimpell J., Stoll H, Betzler J.: The Automotive Chassis: Engineering Principles, second edition, Butterworth-Heinemann, 2001.