

Факултет инжењерских наука

Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Друмски саобраћај

Предмет: Моторна возила 1

Број индекса: 58/2010

Милица Д. Милосављевић

**Утицај конструктивних параметара возила на ефикасност
кочења возила са системом против блокирања точкова**

завршни рад

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:

принципе функционисања система против блокирања точкова (АБС) код путничких моторних возила,

конструктивна решења,

утицај конструктивних параметара возила на ефикасност кочења

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.

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

Крагујевац, 12.03.2013.

ментор:

Др Јованка Лукић, проф.

Садржај

Резиме	4
Увод	5
1. Коефицијент пријањања	6
2. Систем против блокирања точкова	7
2.1 Конструкција ABS-а.....	8
2.2 Функционисање ABS система.....	10
2.3 Конструктивни начин извођења.....	14
3.Режими рада ABS-а.....	16
4.Конструктивне могућности извођења ABS система.....	17
4.1. Систем против блокирања ABS код возила са три осовине	18
4.2 Систем против блокирања ABS код привредних возила	19
4.3Системи ABS-а код путничких возила	25
5. Побољшања конструкције ABS-а.....	27
6.Стабилност возила при кочењу.....	28
7.Ефикасност кочења	31
8. Кочионе силе и њихове граничне вредности	32
8.1 Одређивање граничног успорења	34
8.2 Пут кочења	35
8.3 Време кочења	36
8.4Критична брзина при кочењу моторног возила.....	37
8.5 Стварни параметри кочења.....	37
9.Утицај конструктивних параметара возила на ефикасност кочења возила.....	39
Литература	51

Резиме

У овом раду је објашњен принцип функционисања система за кочење путничких моторних возила. Детаљно је описан принцип рада система против блокирања точкова ABS (Anti-lock Brake System). Идеја свега јесте да се, приликом наглог кочења точкови не зауставе у потпуности. Тада се губи контрола над аутомобилом, који може отклизати у непожељном правцу. Систем против блокирања ABS не дозвољава да се точкови блокирају и тиме даје могућност возачу да нормално управља возилом, иако је педала кочнице притиснута до краја. Утицај конструктивних параметара возила на ефикасност кочења кочења је нанализиран преко четвртинског модела возила.

Кључне речи: систем за кочење, кочница, ABS, модел .

Abstract

Operation principle of vehicles braking system is explained in this paper. Anti-lock Brake System (ABS) is described in detail. The idea of ABS implementation is to decelerate wheel without locking. The lost control of the vehicle can caused sideslipping in an undesirable direction. System ABS does not allow locking of the wheels and driver can drive the vehicle normally, although the brake pedal is pressed all the way. The influence of the vehicle characteristics on braking efficiency is analysed by quarter vehicle model.

Keywords: brake system, brake, ABS, model .

Увод

Кочење возила је процес који се врши са циљем да се возило успори или заустави. Систем којим се врши кочење је цео низ склопова, елемената и посебних уређаја, тако да сви целокупно представљају систем за принудно смањење брзине, односно кочење. Уколико на возило делује нека погонска сила, кочење може да буде и при константној брзини, на пример кочење на низбрдици, где је гравитациона сила уствари погонска сила. Систем за кочење је уједно и уређај безбедности возила, тако да се кочне особине возила могу посматрати и са тог аспекта. [2] Са аспекта безбедности саобраћаја, уређај за заустављање је један од најважнијих уређаја на моторном возилу. Задатак уређаја за заустављање је веома комплексан, а да се такви захтеви испуне, на возилу се уграђују кочиони системи:

- Радна кочница,
- Помоћна кочница,
- Паркирна кочница.

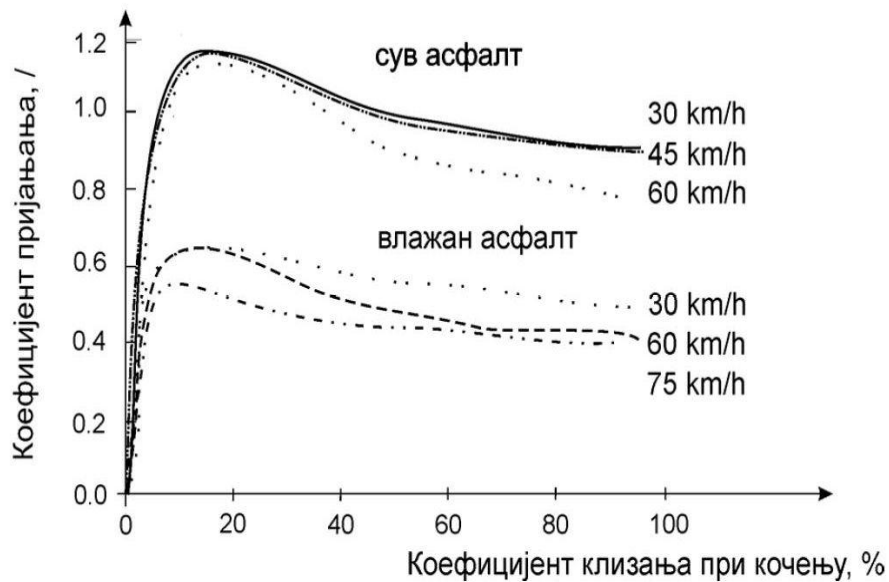
Возач, ногом делује на команду и на тај начин се реализује кочење. Активирањем система за кочење настаје трење између покретних и непокретних елемената кочнице. Кинетичка енергија возила се претвара у топлотну енергију, која се ослобађа због радне силе трења непокретних и покретних елемената извршног механизма кочнице. Остварени момент кочења зависи од ангажованог момента силе пријањања између пнеуматика и подлоге. [4]

Захтеви у погледу кочних својстава моторних возила се непрекидно пооштравају, увођењем све строжих захтева, која возила морају да задовоље у погледу кочних параметара. Захтеви се првенствено односе на максималну вредност пута кочења и минималну вредност оствареног успорења. Да би се то задовољило, пројектант мора предвидети поуздане, квалитетне и стабилне карактеристике кочних система, јер су оне у директној вези са кочним параметрима возила. [1]

За кочење возила, као и за његово потпуно заустављање, веома је битан коефицијент пријањања (ϕ) .

1. Коефицијент пријањања

Коефицијент пријањања (ϕ) дефинише међусобну везу пнеуматика и тла. Разликује се од коефицијента трења клизања у томе што контакт пнеуматика и тла, делићи пнеуматика продиру у површину пута, због постојања микронеравнина. Коефицијент пријањања зависи од стања пута, брзине кретања, конструкције и проклизавање пнеуматика што се може видети на слициб.



Слика 1: Зависност коефицијента пријањања од клизања, [3]

Коефицијент пријањања има највећу вредност при проклизавању услед деформације пнеуматика око 15-25%. Овај податак је јако значајан посебно за процес кочења и за полазак из места.

2. Систем против блокирања точкова

Систем против блокирања ABS(Anti-lock Brake System) је такав систем који спречава блокирање точкова приликом наглог кочења. Проклизавање је непожељна појава, до ње ће доћи уколико силе кочења буду веће од силе пријањања. Приликом проклизавања возило није више управљиво и понаша се као санке. Из тога произилази да је основни задатак да омогући управљивост и приликом кочења, а такође и да смањи пут кочења.[1]

Постојали су разни системи који су претходили данашњем ABS-у. Први податак потиче из 1900-те године које су се јавиле за потребу железнице, као што су:

- Slip prevention regulator – регулатор спречавања клизања
- Brake power regulator – регулатор снаге кочења
- Brake blocking prevented – спречавање блокирање точкова

Сви претходно наведени системи су били неефикасни и даљи развој је наставио француз 1929 за потребе француских авиона. Даљи развој настављају Немачке фирме Bosh и Mercedes-Benz и они су развили верзију система која се састојала из аналогних и механичких делова, али је систем био врло спор. Пре свега, поменути систем је развијен за летелице како би се могле зауставити на клизавим пистама приликом слетања.

Прва примена ABS-а на аутомобилима била је 1954. године који је управо позајмљена са француских авиона. Током 60-тих година развијени су механички системи, који су били уграђивани на одређеном броју тркачких аутомобила. Овај систем је користио аналогне рачунаре и вакуумске модулаторе, циклус вакуумског модулатора је спор па је проузроковао дужи пут кочења. Због тога амерички прописи недозвољавају даљи развој система, па су даље водство преузеле европске компаније. Mercedes и BMW уводе први електронски контролисани ABS. Истраживање што се тиче ABS-а 1964. почиње Bosh. Даље се могу видети неке битне године које су значајно утицале на развој ABS-а:

- 1970-те Teldix у сарадњи са Daimler-Benz-ом представили су возило које је било опремљено ABS1 и имао је преко 1000 компонената и број потенцијалних грешака је био велики.
- 1975-те Teldix, Bosh и AEG су направили ABS2 који је имао дигиталне компоненте, уз то је био јефтинији, ефикаснији и практичнији за употребу.
- 1978. у октобру Bosh-ов ABS2 био је доступан на тржишту на возилима Mercedes-Benz C класе, а у новембру и на BMW 700. Захваљујући микроелектроници садржао је 140 компоненти.
- 1983. Bosh представља ABS 2S, који је био тежак само 4,3kg у односу на ранији који је био 5,5kg. Бројио је 70 компонената.

- 1989. Bosh комбинује електронску контролну јединицу са хидрауличном, где се избегло компликован сноп каблова у моторском простору. Број компонената се и даље смањивао. Систем (ABS) 2E користио је рачунара са меморијом од 8kByte.
- 1993. Bosh представља нову генерацију ABS 5.0, где је овај систем користио рачунар од 16kByte.
- 1998 појавио се Bosh-ов систем ABS 5.7, тежине 2,5kg, а меморија рачунара 48kByte, овај систем је укључивао и примену ESP(Electronic Stability Program – Електронски програм стабилности)
- 2001. појавио се Bosh-ов ABS 8, који је био повезан са ESP и TCS(Traction Control System – Систем против проклизавања. Укупне тежине 1,6kg и меморије рачунара 128kByte.

2.1 Конструкција ABS-а

Систем ABS сачињавају четири основне компоненте, а то су:

1. Сензор број обртаја,
2. Пумпа,
3. Вентил и
4. Регулатор .



Слика 2: Сензор броја обртаја [1]

Приликом кочења као што је већ напоменуто може доћи до блокирања неког точка. Како би се ова незгода избегла неопходан је сензор броја обртаја точка који ће непрестално пратити и слати информације контролеру о брзини точка, односно о угаоној брзини точка, слика 1. Сваки точак има свој сензор брзине. Ови сензори могу бити различите конструкције. Ранији су били механички, и број обртаја су давали на основу

броја осцилација давача који је причвршћен за непокретну главчину точка и приљубљен за диск који је имао рупице на себи и окретао се као и точак. Данас се углавном користе електронски сензори.

Сензор броја обртаја је индуктивни давач, који ради по истом принципу као и индуктивни давач у систему електронског паљења. За обртне делове точка спојен је назубљени прстен, а за непокретни део сензор.



Слика 3: ABS пумпа и вентил[2]

У колу кочне инсталације постоје вентили (слика 2) који дозирају силу кочења и који такође контролише управљач уређаја ABS-а.

Вентил има три могуће позиције:

- У првој позицији вентил је отворен и притисак из кочионог цилиндра се простире све до кочионих кљешта,
- У другој позицији вентил блокира коло и тиме прекида комуникацију између кочионих кљешта и главног цилиндра, тиме се спречава даље повећање притиска које би возач изазвао да нема ABS-а и
- У трећој позицији вентил делимично смањује притисак у кочницама.

Како вентил омогућује да се смањи притисак у кочницама, тако мора да постоји и неки систем који ће омогућити да се тај притисак повећа. Управо то омогућује пумпа.

Како је човеку неопходан мозак и како би на тај начин управљао својим телом, тако је и за поменути систем неопходан мозак. У овом систему мозак представља регулатор. То је у ствари микропроцесорска јединица и она управља радом ABS-а. Регулатор прима

информације са сензора и у случају смањења брзине до границе проклизавања, једног или више точкова, он активира вентил који затвара притисак на кочницама.

2.2 Функционисање ABS система

Намера произвођача возила да повећају безбедност својих возила довела је до тога да данас највећи број возила има серијски уграђен ABS систем.

Систем ABS је у употреби већ преко 25 година и за то време је успео да спречи велики број саобраћајних несрећа. Упркос томе, мали број возача заиста зна како он функционише. Укратко, ABS спречава да точкови приликом кочења блокирају и почну да клизају, што највише долази до изражаја приликом вожње по влажном или клизавом коловозу.

Возило са ABS-ом нема обавезно краћи зауставни пут. Искусном возачу који у критичним ситуацијама на сувом путу сачува присебност и зна да дозира притисак кочења, ABS му уопште није потребан. Професионалац ће чак без икакве асистенције брже да заустави аутомобил. Ипак, највећем делу власника возачке дозволе, који у екстремним ситуацијама реагују рефлексно и свом силином притисну папучицу кочнице, ABS нам у том тренутку помаже.

Сваки точак има по један сензор (зависно од серије) који податке шаље централном компјутеру. Поред сензора, на точковима се налазе и зупчаници који се окрећу заједно са њима. Сами сензори се састоје од магнета око којих је намотан соленоид. Када се зупчаник окреће, његови зупци пролазе кроз магнетно поље сензора и мењају јачину струје створене у соленоиду. Компјутер добија те информације и на основу јачине струје и брзине окретања процењује који би од точкова могао да проклиза. Уколико неки од точкова почне да се креће спорије, компјутер одмах шаље ту информацију хидрауличној контролној јединици која одмах изолује проблематичну кочницу од команди возача, тј. спречава даље повећање притиска кочења. Уколико точак настави спорије да се окреће, притисак на кочницу се и даље смањује све док опасност не прође. Тада компјутер наставља да повећава притисак и комплетан процес почиње из почетка.

Једну од великих предности ABS-а представља могућност избегавања изненадних препрека. Наиме, пошто точкови настављају да се крећу, возач може пуном снагом да притиска кочницу и истовремено да управља возилом. Тако, уколико нема места за безбедно заустављање, увек је могуће скренути даље од препреке, што значи да возило у таквим ситуацијама остаје управљиво.

Упркос свему, никада не треба заборавити да ABS, као ни било који други безбедносни систем није у стању да прекрши законе физике - он служи само да помогне возачу. Уколико се крећете брзином од 100km/h по залеђеном путу, ништа вас неће зауставити пре него што ударите у други аутомобил, бандеру или једноставно слетите са пута. [2]

Велики број особа за воланом се изненади када први пут осети рад ABS-а. Приликом његовог активирања јавља се вибрирање папучице кочнице и карактеристичан звук. То је управо знак да ABS добро врши своју функцију. Рад система може да се види и споља - точкови се наизменично блокирају и настављају да се крећу у врло кратким размацима.

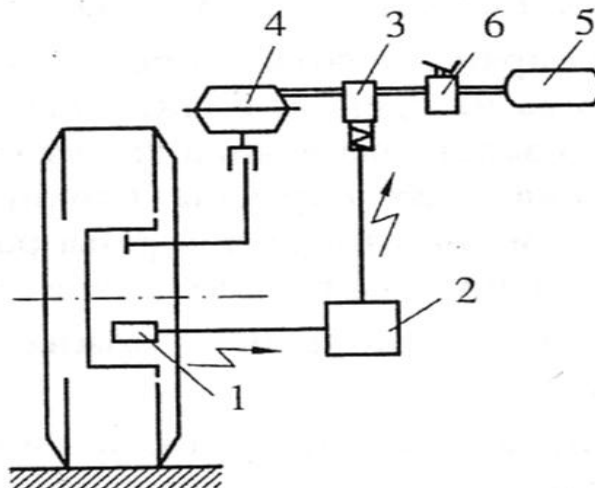
Вибрирање папучице кочнице се јавља приликом наглог укључивања ABS-а и то је сасвим уобичајна појава на оваквом виду система и приликом појаве возач не треба отпусти папучицу кочнице. То је последица рада ABS-а, тачније то је због регулатора притиска у кочионом систему, која нагло смањује и повећава притисак зависно од потребе. Мада код новијих возила ова појава је мање изражена. Најбитније да се возач не изненади и да не смањи притисак у систему, односно да не склони ногу са педале кочнице. Препоручује се да се код возила са ABS-ом педала кочнице и даље притиска снажно јер се на тај начин помаже систему, тако што потпритисак од стране возача помаже ABS-у да боље регулише силу кочења.

Систем ABS се састоји од хидрауличног регулатора са управљачком електроником и сензорима на точковима. Хидраулични регулатор се налази поред мотора, најчешће напред лево или десно. ABS функционише тако што сензор на точковима све време прикупља информације о јачини кочења. Када је сила кочења толико велика да ће доћи до блокирања точкова, процесор у централној електронској јединици шаље информацију, односно сигнал хидрауличком систему који отвара електромагнетне вентиле. Отварањем ових вентила опада притисак у хидрауличком систему који смањује силу на кочионим облогама. Када почне точак поново да се окреће, сензор шаље повратну информацију да затвори електромагнетне вентиле и тиме почиње поновно повећање силе кочења, све док не дође до поновног блокирања точка.

Систем ABS се активира у последњем тренутку, тако да нема потребе за дозирним кочењем. Данас чак и неискусан возач може да кочи нагло, односно оштро и тиме да не угрози безбедност. Када су у питању клизави путеви (са снегом, са ледом) може се десити чак и искусном возачу да му ауто проклиза, али ту је ABS да исправи ову „грешку“.

Предност ABS-а је зато што са њим може управљати возилом у сваком тренутку. Мада и ABS није свемогућ, али ту су и други системи који му помажу у потенцијално критичним ситуацијама, један од тих система јесте и ABS, о коме ће касније бити више речи.

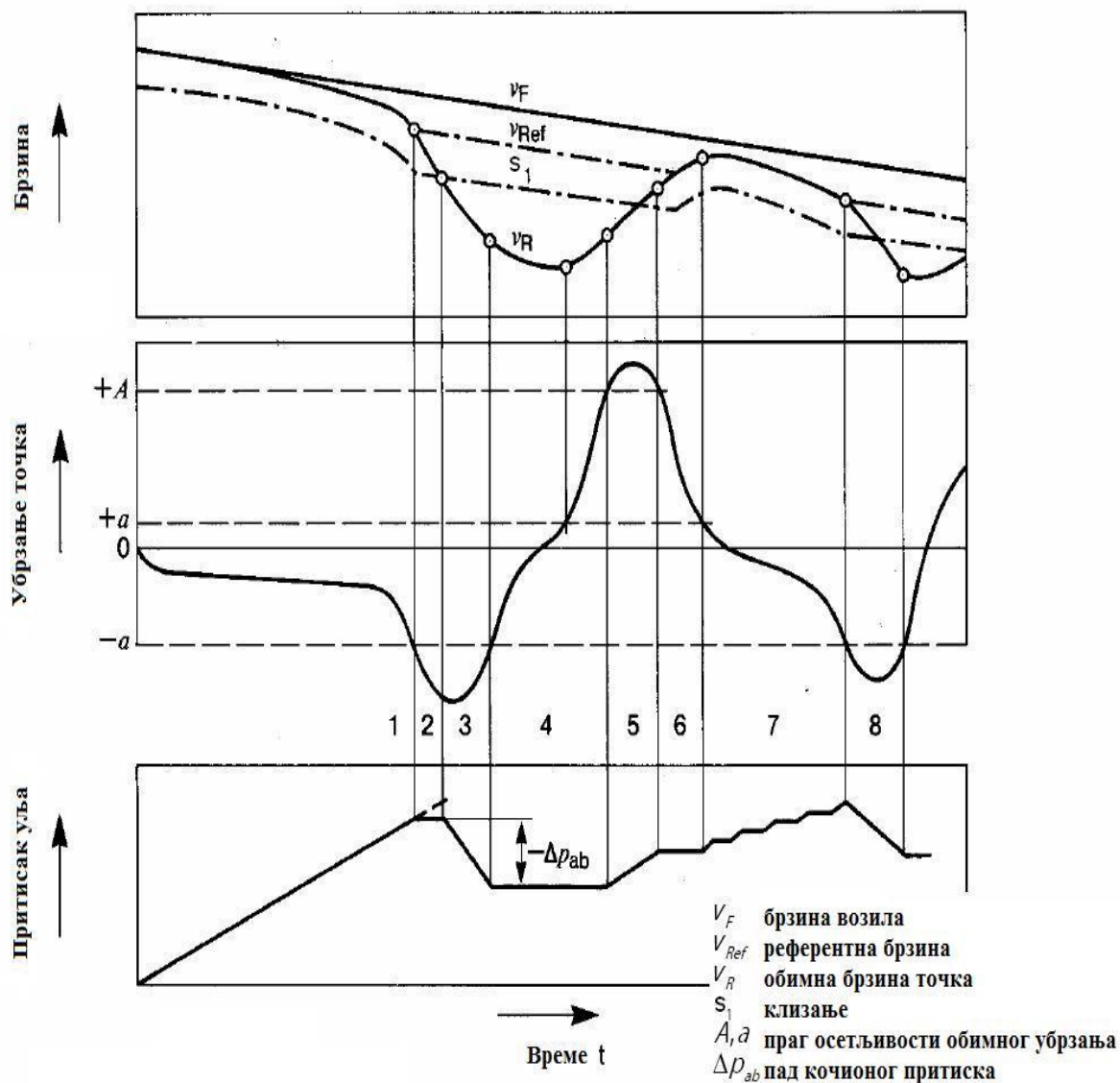
Оно што ради ABS систем слично је пумпању кочнице. Аутоматском изменом притиска овог система одржавају кочнице у положају врло блиском блокирању, чиме се постиже боља ефикасност. У нормалним условима кочења, ABS систем функционише на исти начин као обични систем. Шема ABS-а може се видети на слици 3.



Слика 4: Шема ABS-а [2]

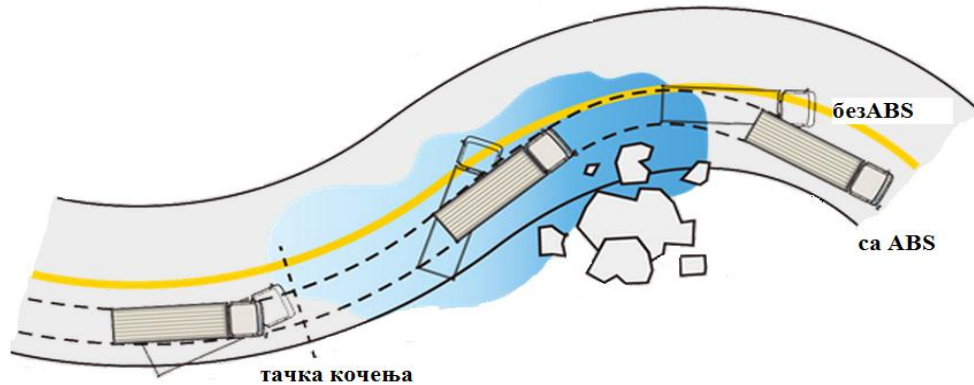
На шеми 3 се види затворено регулацијско коло, које у свом саставу има следеће основне елементе: давач броја обртаја точка - сензор (1), који шаље информације управљачкој јединици (2) о угаоној брзини, на основу чега се одређује угаоно успорење или клизање точка. На основу тога управљачка јединица управља регулационим вентилом - модулатором (3), тако да се у кочионом цилиндру (4) из резервоара (5), а на основу команде саопштене кочном вентилу (6), доводи притисак, усклађен с расположивим условима кочења (приањања). На тај начин се онемогућава сила кочења доведена са педале кочнице, што би могло узроковати блокирање коченог точка, односно елиминише дејство возача којом делује на кочиону папучу. Када се преко сензора броја обртаја установи да брзина точка расте, повећава се притисак у кочионом воду. Ови узастопни циклуси повећање и смањивањем силе кочења одржава точак на граници блокирања.

Процес регулације силе кочења точка приказан је на слици 14. Ако се преко сензора установи да број обртаја точка расте, јер се смањује сила кочења, тада систем реагује повећањем притиска у кочионом воду, односно повећава силу кочења. Ови узастопни циклуси повећавање и смањивање силе кочења одржавају точак на граници блокирања и тиме обезбеђују максималну ефикасност при кочењу.



Слика 5: Процес кочења точка са ABS-ом, [2]

Сликовит пример понашања возила при кочењу на коловозу са смањеним коефицијентом пријањања, може се видети на слици 5.



Слика 6: Понашање возила са и без ABS-а [2]

2.3 Конструктивни начин извођења

Противблокирајући уређаји су регулатори који се уграђују у преносни механизам кочионог система возила са циљем да се прврнствено на путу са ниским пријањањем спречи блокирање точкова, што резултира повећању стабилности возила. На појединим точковима може се регулисати директно (DR) или индиректно (IDR). Директно представља регулацију помоћу сопственог сензора, а индиректно ако користи сензор са другог точка. Ови уређаји узимају у обзир и промену коефицијента пријањања и аутоматски делује на систем који успешно обезбеђује стабилност у свим условима, као што су:

- Кочење на путу са ниским коефицијентом пријањања
- Кочење на путу са различитим коефицијентом пријањања, односно коефицијент пријањања на левој страни возила се разликује у односу на десну
- Кочење на путу са ниским коефицијентом пријањања у кривини

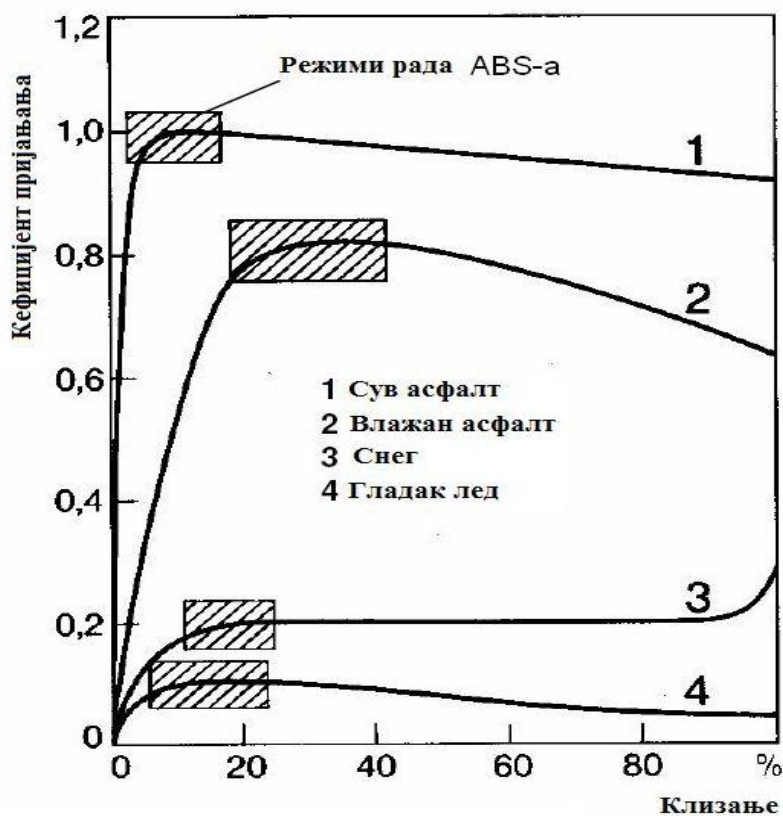
У зависности од контроле точкова постоје следећи системи:

- Четвороканални са четири сензора – сензори брзине постоје на сва четири точка и посебан вентил за сваки точак. Контролни уређај проверава сваки точак посебно.

- Троканални са три сензора – она се највише примењује код комерцијалних возила на свим точковима. Има сензоре за брзину и вентиле за сваки точак посебно, али са једним сензором и једним вентилом за оба задња точка. Овај сензор се налази на задњој осовини. Пружа индивидуалну контролу појединих точкова и они оба могу да пруже максималну кочиону силу. Задњи точкови се заједно контролишу и они могу истовремено блокирати пре него што се ABS активира на њима. Са овим системом могуће је блокирање задњих точкова, онај који има мањи коефицијен пријањања, за време заустављања и тиме се умањује ефикасност кочења.
- Једноканални са једним сензором – овај систем се најчешће уграђује код комерцијалних (доставних) возила на задњим точковима. Има један вентил који контролише оба задња точка и један сензор који је смештен на задњој осовини. Има исти утицај као и код троканалног на задњој осовини.
- Двоканални са два сензора – код ових система увек се регулише кочење два точка. Точкови који се регулишу углавном су по дијагонали, што значи да је један предњи, а други задњи. Једна од добрих опција овог система јесте што може добро послужити када је пут клизава само са једне стране. [2]

3.Режими рада ABS-а

На дијаграму, слика 7, свака крива представља коефицијент пријањања коловозу са различитим особинама. Видимо све до којих тачака наступа конвенционално кочење без дејства ABS-а, као и тренутак у коме ABS делује. Тај тренутак је на дијаграму препознатљив као шрафиран паравугаоник, међутим њега карактерише и опадање интезитета кочења. У тој тачки почиње да опада интезитет кочења како не би дошло до нарушавања стабилности и управљивости. Видимо такође са дијаграма да се ради о различитим условима коловоза, па тако да је и коефицијент пријањања различите за различите ситуације. То значи што је нижи коефицијент пријањања пре ће доћи до проклизавања, односно коловоз не може пренети силу кочења и једноставно возило почиње да се понаша као санке.



Слика 7: Коефицијент кочења са зонама дејства ABS, [3]

4. Конструктивне могућности извођења ABS система

Противблокирајући уређај је могуће уградити преносни механизам кочног система на различите начине, тако да се регулише притисак који се доводи у кочни цилиндар једног или више точкова. У том смислу се постижу и веома различити ефекти у погледу стабилности коченог возила и перформанси кочног система.

Уз све ово треба да се скрене пажња на то да су возила која су опремљена ABS-ом скупља за одређену вредност, што зависи од конструктивне изведбе као и од перформанси самог система, тј. цена је утолико већа уколико је систем сложенији и уколико се регулише више точкова помоћу више издвојених канала.

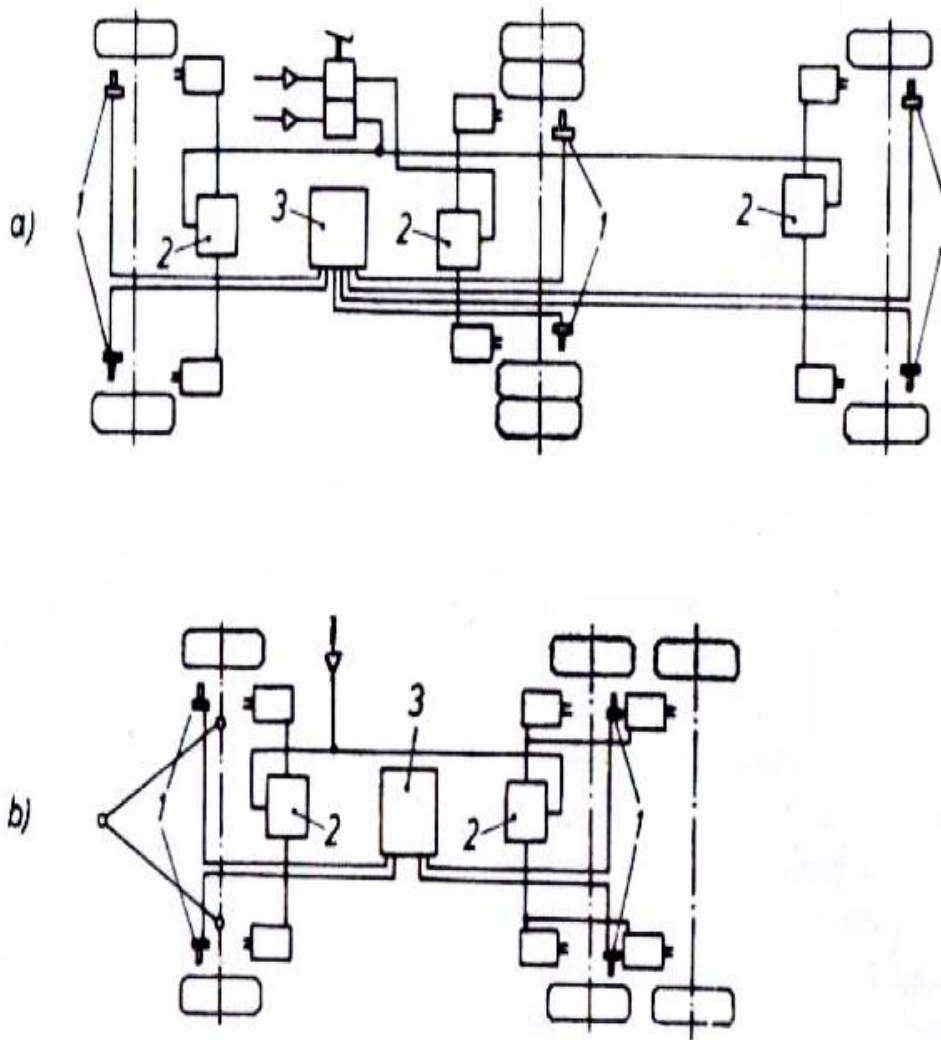
Уколико су регулисани само неки од точкова, нпр. на једној осовини, или чак и само једног точка на једној од осовина, утолико се ради о једноставнијем решењу, а самим тим и нижој цени која подразумева и мањи број перформанси.

Ово се нарочито манифестује у продуженом путу кочења на путевима са малим пријањањем, као и у лошем понашању возила при кочењу на путу на коме постоји знатна разлика у пријањању на левим и десним точковима. Овај случај је познат под називом „раздвојено пријањање” и оно се често среће, поготово у зимским условима, јер се тада често срећу путеви који су по средини суви, а ивице су им покривене снегом.

Поред наведеног примера, критичан случај у погледу стабилности преставља кочење у кривини као и на клизавим путевима. Овакви једноставнији противблокирајући уређаји обично стварају проблеме и у погледу брзине реаговања, што се посебно изражава при прелажењу са клизавог пута на пут на коме је пријањање добро. Због закашњеног деловања ABS уређаја и после преласка на добар пут возило не може да оствари успорење у складу са расположивим пријањањем. То може значајно да продужи пут кочења, као и да угрози безбедност возила у саобраћају. [6]

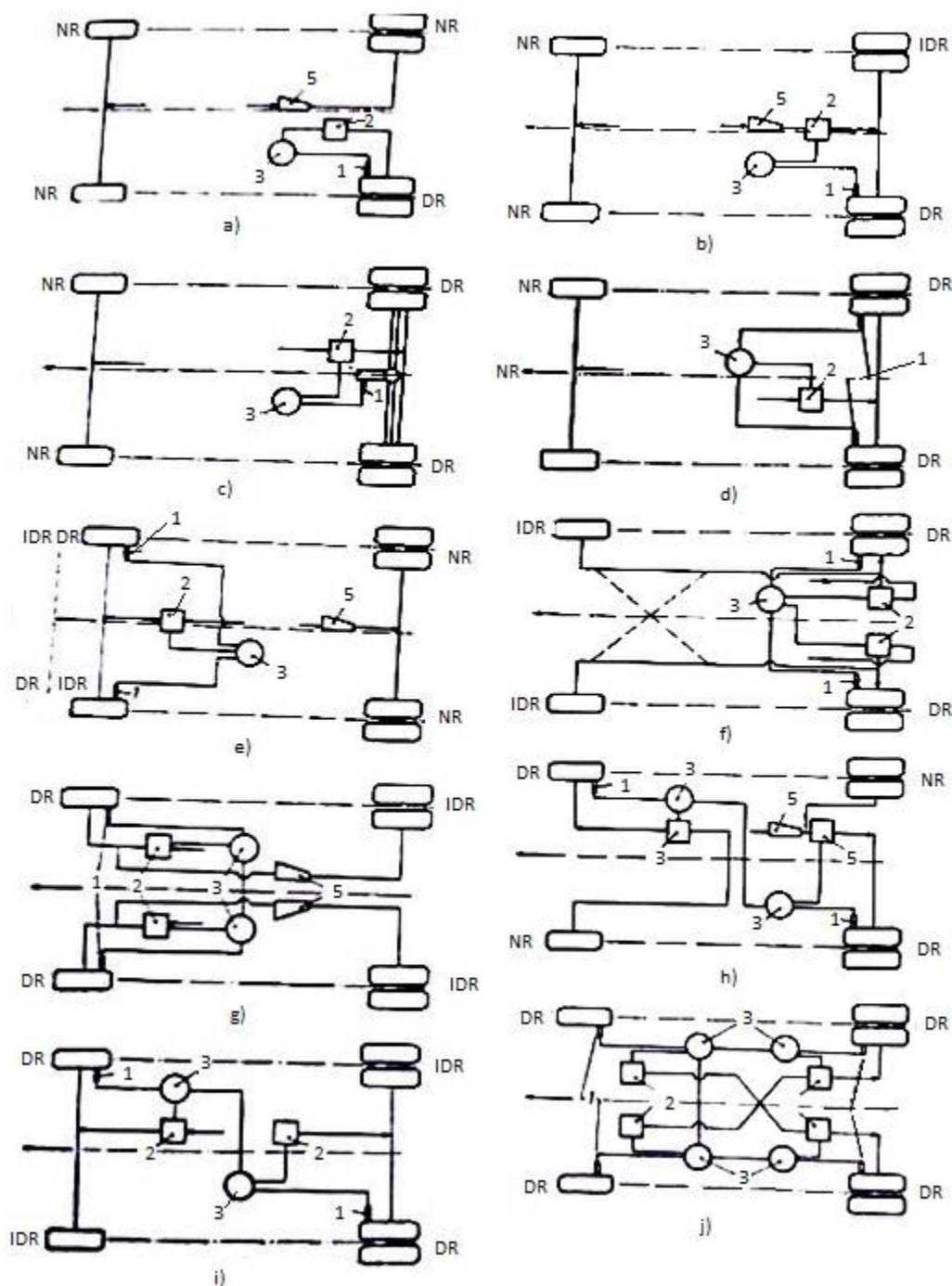
4.1. Систем против блокирања ABS код возила са три осовине

Да би се стекла потребна оријентација о извођењу противблокирајућих уређаја код других врста возила на следећој слици ћемо приказати две типичне инсталације код возила са три осовине, и то код једног зглобног аутобуса (а) и троосовинске приколице. Собзиром да су на овим шемама примењене исте ознаке као на претходним, није потребно да се дају допунска објашњења. Важно је само нагласити да постоје и многа друга решења и комбинације, како у погледу броја сензора и броја регулационих вентила, тако и у односу на број канала, тј. принцип регулисања.



Слика 8: Коефицијент кочења са зонама дејства ABS, [6]

4.2 Систем против блокирања ABS код привредних возила



Слика 9: Пример кочне инсталације код привредних возила[6]

На слици 9 можемо видети пример кочних инсталација са ABS-ом код неких привредних возила:

а) Овде је приказан принцип најједноставнијег система, код кога се директно регулише кочење на само једном и то задњем точку, који носи ознаку DR. Регулација кочења поменутог точка врши се помоћу сензора броја обртаја (1), који се налази на истом точку управљачке јединице (3) и регулационог вентила (2). Остали точкови овог примера возила нису регулисани па самим тим носе ознаку NR. Међутим постоји могућност да се други задњи точак као и његово кочење ипак могу регулисати захваљујући коректору (5). Регулисање овог точка се врши у зависности од оптерећења задње осовине, и може се рећи да је овакав принцип регулације задња две точка врло често код оваквих једноставнијих система. Требало би напоменути да је учинак оваког система изузетно низак што за собом вуче ретку примену овакве концепције.

б) За разлику од претходно објашњеног система овај систем се знатно чешће користи. Такође је у питању једноканални систем као и претходни, што значи да се користи само један сензор и то на задњим точковима што се види и са слике. Но за разлику од претходног система код овог се притисци регулишу у оба кочиона цилиндра на задњој осовини. Точак задње осовине код кога се налази давач броја обртаја регулише се директно док се други регулише индиректно. Може се видети да се точкови предње осовине не регулишу уопште. Осим уређаја који спречавају блокирање и овде се може приметити коректор који има за улогу да регулише притисак који се доводи у регулациони вентил. Регулација притиска се врши све зависно од оптерећења које се јавља на осовини. На тај начин су знатно боље перформансе при кочењу на клизавим путевима, што је веома битно поготову када је возило под теретом.

с) Као и у претходна два случаја може се видети да је број сензора који дају број обртаја једнак јединици. Самим тим ово је такође једноканални тип система против блокирања точкова, стим да се разлика може уочити према месту где се број обртаја мери. Као што се види број обртаја се мери на главном преноснику који доводи кретање до диференцијала што значи да број обртаја који сензор даје одговара средњем броју обртаја оба задња точка собзиром да је систем постављен на задњој осовини. На основу овакве информације регулише се притисак у кочионим цилиндрима оба задња точка, па сами тим може се рећи да је кочење оба задња точка директно регулисано. Оно што је исто као и претходна два случаја, то је да су предњи точкови такође нерегулисани. Гледајући у односу на претходна два ово је свакако боље решење, међутим повећање перформанси при кочењу се не могу сматрати претерано задовољајућим.

d) Овде можемо видети још један начин извођења једноканалног система против блокирања точкова. Кажемо да је једноканални из тог разлога што у својој конструкцији садржи само један регулациони вентил. Међутим може се приметити да за разлику од претходних концепција овде имамо два сензора за мерење броја обртаја стим да се по један налази на сваком од задња два точка. Из свега тога произилази да и овде имамо случај где су задња два точка директно регулисани, стим да су точкови предње осовине нерегулисани. Оваква врста решења често је примењивана из тог разлога што су перформансе кочења далеко боље него код претходних. Један од разлога зашто је тако јесте тај да се притисак регулише у оба задња кочиона цилиндра, односно кочнице задње осовине се регулишу као група. Када се каже група мисли се на то да се кочење регулише према точку који има најнеповољније услове пријањања, односно према точку који први почиње интензивно да проклизава. Иако неки сматрају да су сви точкови на овај начин директно регулисани ово је ипак једноканални систем који регулише само задње точкове. Наиме коришћењем оваквог система постижу се задовољавајући ефекти у погледу стабилности, односно ефекти спречавања блокирања точка. Самим тим како точкови неће блокирати стабилност је већа. Међутим ово за собом вуче и једно негативно својство, а то је продужавање пута кочења. Ово је поготово неповољно када се возило креће на путевима смањеног пријањања, и може се рећи да би се краћи пут кочења остварио без система против блокирања, али само наравно када би возило возио професионалац који би имао тачан осећај дозирања силе кочења.

e) Слично решење по конструкцији је као и претходно. И ово је једноканални систем, са једним регулационим вентилом. Такође имамо два сензора броја обртаја стим да се цео систем сада разматра на предњим точковима. Није на одмет рећи да се исти систем може извести и на задњим точковима. У овом случају регулисање силе кочења врши се на основу услова пријањања, и то на основу точка који касније проклизава, односно има повољније услове пријањања. Простије речено код овог система постоји дозвољено блокирање једног точка, али се онемогућава блокирање оба точка на истој осовини на којој се регулише сила кочења. На овој шеми задњи точкови нису регулисани, али као што видимо постоји коректор (5) који има могућност подешавања притиска у цилиндрима на основу оптерећења. Овај систем је повољнији у односу на претходни из тог разлога што има краћи пут заустављања возила на путевима смањеног коефицијента пријањања, а уз то пружа и боље услове при кочењу у кривини. Но ипак је вредно поменути да је стабилност у условима смањеног пријањања веома често неповољно. Зато се овај систем ређе примењује претежно на предњим точковима, а чешће се може видети као верзија која делује по дијагонали. Требало би нагласити да су точкови код овог система различито регулисани. Точак који има повољније услове пријањања сматра се као директно регулисан док се овај други може сматрати као индиректно регулисан. Из тог разлога се на оба точка предње осовине могу видети ознаке DR и IDR.

f) Гледајући претходно наведене системе сви имају своје предности и мане. У овом случају приказано је сложеније, али и боље решење од претходних. Код овог система могу се видети два регулациона вентила као и два сензора на задњим точковима. Самим тим у питању је двоканални систем против блокирања точкова. Овај систем је изграђен тако да се са задњим точковима директно регулише, док се са предњим точковима индиректно регулише. При свему томе регулациони вентили могу бити везани тако да једну грану регулационог кола чине точкови са леве стране, односно другу грану чине точкови са десне стране. Поред овог постоји могућност да регулациони вентили буду везани тако да регулациона кола буду по дијагонали што је на слици приказано испрекиданим линијама. Може се рећи да ови системи имају врло добре карактеристике при:

- Стабилност при кочењу
- Управљивост
- Кочење у кривини
- Пут заустављања

g) Слично као и мало пре и овде имамо двоканални систем са два независна регулациона круга, стим да се у овом случају директно регулишу предњи точкови, а индиректно точкови задње осовине. Точкови задње осовине осим што су индиректно регулисани, код њих се може регулисати притисак у кочионим цилиндрима помоћу коректора, све зависно од осовинског оптерећења.

h) Посматрајући овај систем видимо да се директно регулишу само два точка. Ово је такође двоканални систем са два сензора и два регулациона вентила. Конкретно у овом случају регулациони вентили као и сензори постављени су тако да се директно регулишу један предњи и један задњи точак (тачније предњи десни и задњи леви), док су друга два точка нерегулисана.

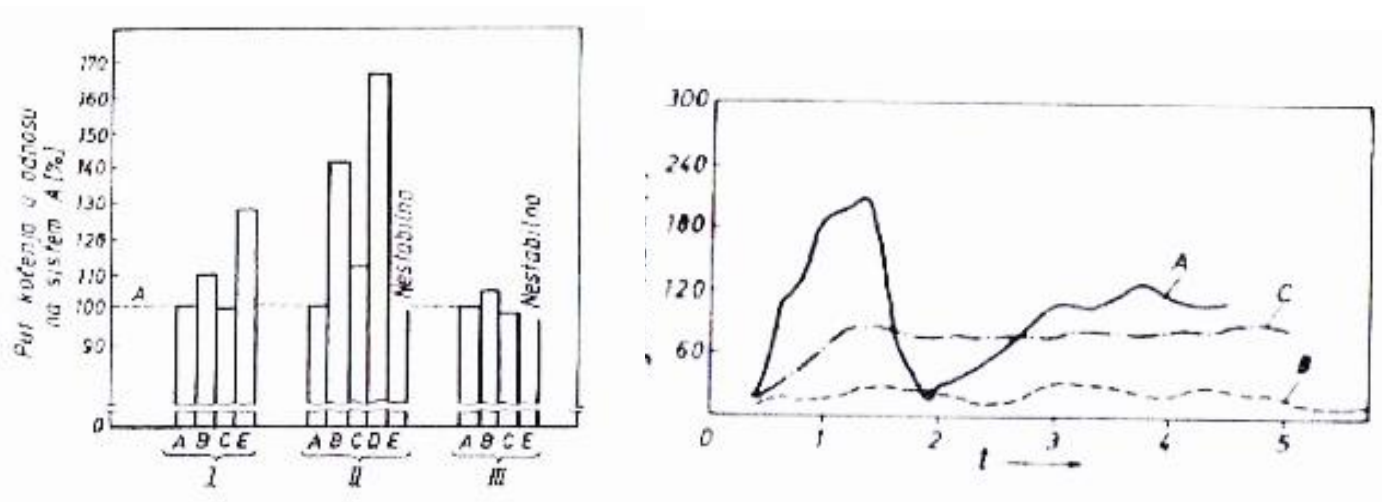
i) Овде имамо случај сличан као претходни уз веома мале разлике. Такође имамо два сензора и два регулациона вентила што овај систем чини двоканални. Може се видети да се и овде регулишу два точка по дијагонали директно, стим да је разлика у томе што се друга два точка регулишу индиректно. Ово као и претходно решење има прилично једноставну конструкцију, као и добре карактеристике у односу на стабилност коченог возила и у односу на кочне перформансе. Међутим ова два система не задовољавају у потпуности све потребе при кочењу. Из тог разлога што и нису баш погодне при критичним режимима кочења односно при смањеном пријањању или кочењу у кривини.

j) За сам крај може се видети најсложенији систем против блокирања точкова коришћен на комерцијалним возилима. У питању је четвороканални систем из чега произилази да садржи четири сензора броја обртаја, као и четири регулациона вентила. Ово

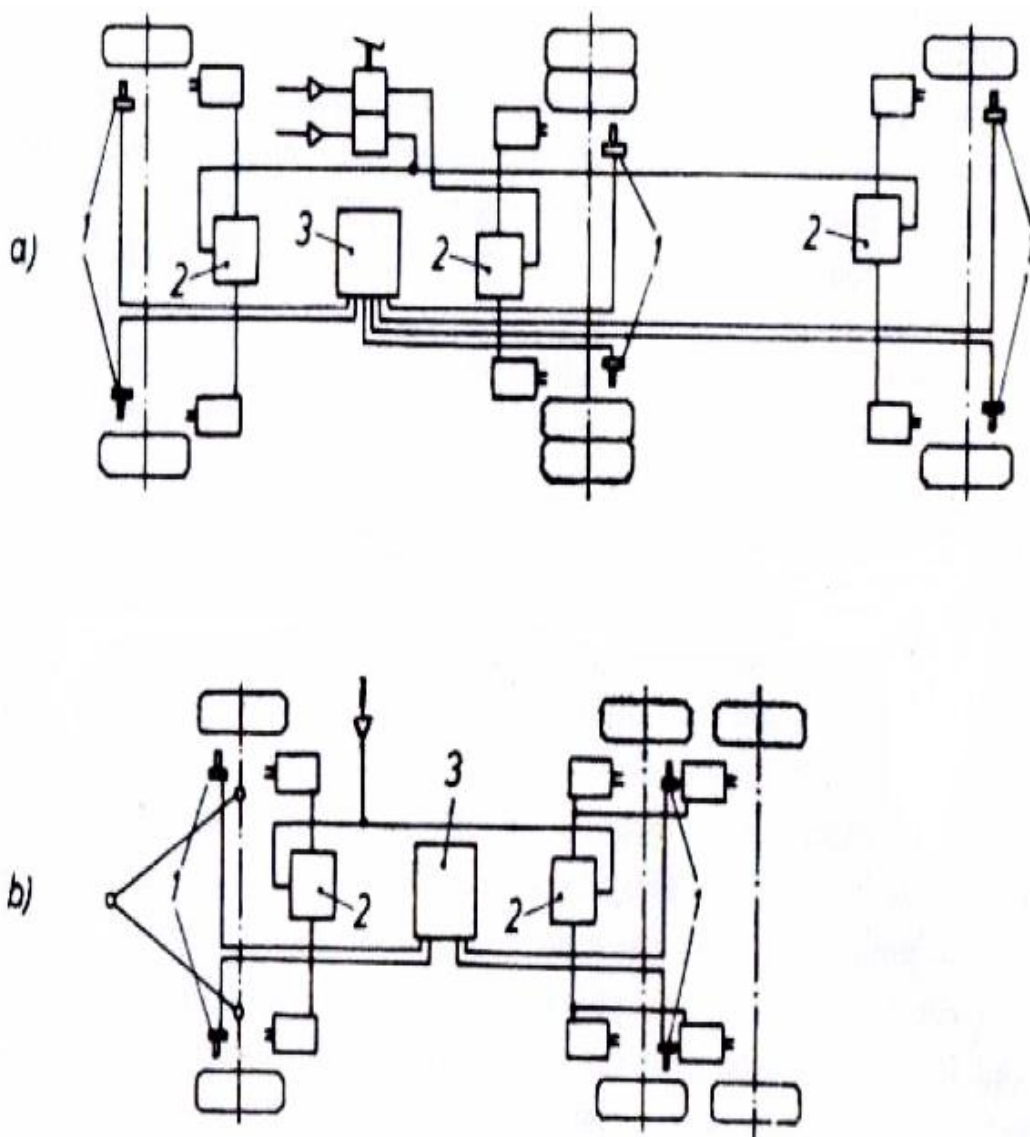
омогућава директно, као и независно регулисање сваког од точка на обе осовине. Поред оволике сложености овај систем би требао бити и најбољи, то јесте тачно што се и више пута показало посебно када посматрамо кочеоне карактеристике попут пута заустављања.

Међутим због своје сложености и великог броја делова овај систем карактерише мало већа маса у односу на остале. Упркос томе због његових добрих карактеристика све се више тежи коришћењу оваквих система поготову код великих теретних возила. Ипак треба нагласити да ни овај систем не може у потпуности решити све проблеме, на то се нарочито мисли при режимама критичног кочења. Може се рећи да у зимским условима много су се боље показали системи који позади имају директно регулисане токове, а напред нерегулисане. У ова решења спадају модификовани системи са директним регулисањем који се последњих година препоручују.

Ово се документује бројним резултатима испитивања, од којих су нека дата дијаграмски на слици 19. Уопштено на слици је приказано три различита система против блокирања токова уграђена у исти аутобус. Системи су обележени са (А), (В) и (С). Систем (А) представља четвороканални систем код кога се сваки точак директно регулише, систем (В) има два задња директно регулисана точка и два предња нерегулисана и код система (С) се задњи токови директно регулишу, док се напред регулација врши по принципу неких модификованих система.



Слика 10: Резултати испитивања[6]



Слика 11: Типичне инсталације возила са три осовине[6]

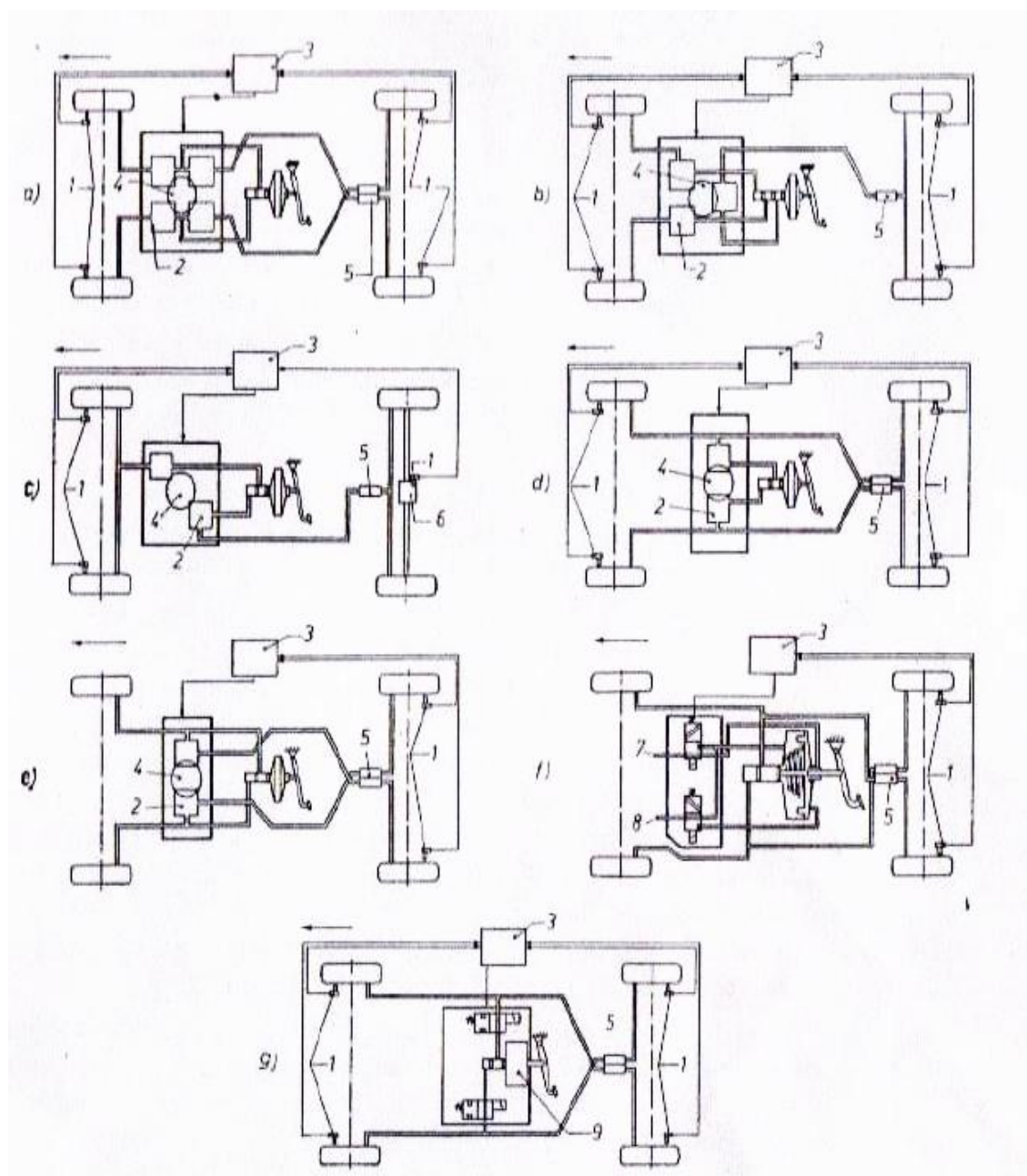
На слици 11. можемо видети још неке примере комерцијалних возила. У питању су примери инсталације ABS-а код троосовинских возила и то:

- a) Зглобни аутобус
- b) Троосовинска приколица

Собзиром да су ознаке дате као и на слици 8, није потребно неко додатно објашњење ових компоненти. Битно је истаћи да постоје и многе друге различите комбинације како у погледу броја сензора, тако и у погледу броја регулационих вентила, а самим тим и броја канала.

4.3 Системи ABS-а код путничких возила

Пошто се претходно објашњене шеме у основи везане за привредна возила, код којих се силе потребне за активирање кочница обезбеђују из спољних енергетских извора, односно најчешће помоћу сабијеног ваздуха. Да би се ова проблематика сагледала и са становишта путничких возила, код којих се користе хидраулични преносни механизми, објаснићемо неколико карактеристичних инсталација које су приказане на следећој слици.



Слика 12: Пример инсталације код путничких возила[6]

Код инсталације која је приказана шемом „а” постоје четири сензора и четири регулациона вентила, али је управљачка јединица приказана као јединствена целина, како се конструкцијски ова компонента обично и решава. Ова инсталација у конкретном случају одговара ABS систему са четири канала, међутим овај систем има само три канала, пошто се регулисање задњих точкова изводи по принципу „select-low”.

С бројем пет је означен коректор на задњој осовини, који регулише притисак у зависности од осовинског оптерећења.

Слична је и инсталација приказана шемом „б”, али у овом случају постоје само три регулациона вентила и то сваки у по једној грани.

Шемом „ц” је приказан систем са само два канала и три сензора који обухвата два регулациона вентила у двокружном преносном механизму, а није тешко уочити да је ово решење једноставније од раније приказаних.

Исте карактеристике има и шема „д”, која такође одговара систему са два канала, али код које су за разлику од претходног решења два круга преносног механизма дијагонално подељена. Поред тога код овог решења постоје четири сензора, али се свака дијагонала регулише по принципу „select-lowselect-low”, тј. у овом случају, у свакој дијагонали притисак се регулише према точку који има најповољније услове пријањања.

Најједноставније решење ове врсте ABS уређаја може да се са само једним каналом, а такав случај је приказан шемом „е”. Као што се са шеме види ради се о систему са два сензора и два регулациона вентила, али са регулациом на принципу „select-low”. Пошто нису остварени задовољавајући ефекти оваква решења се веома ретко користе.

Нешто сложенија, али по цени прихватљивија решења приказана су шемама „ф” и „г”. Овде се ради о преносним механизмима у којима се користе снажна серво појачала, не само вакумска него и пнеуматичка (12) као што је то приказано шемом „г”. Прво од ова два решења има два сензора, али само један канал, пошто се притисак у задњим кочним цилиндрима регулише на принципу „select-low”.

Друго решење је знатно боље, јер су овде примењена два канала, у сваком дијагонално подељеном кругу по један, с тим што се свака дијагонала регулише по принципу „select-low”. Појачало је пнеуматичко, што омогућава једноставно извођење система којим се напаја уређај за регулисање кочних сила.

Према неким анализама које се односе на горе приказана решења закључци су били следећи:

- у погледу укупних перформанси, тј. утицаја на стабилност коченог возила и на његово заустављање, најбоља решења су она која су дата шемама „а” и „б” задовољавајућа су

решења „ц”, „д” и „г”, док су се врло неповољна показала решења приказана шемама „е” и „ф”

- у погледу трошкова, односно цене израде и уградње ABS система најповољнија је инсталација која одговара шеми „г”, која је за 25% јефтинија од система решеног као на шеми „а”, нешто повољнија од овог решења је и инсталација приказана шемом „б”, док су инсталације „е” и „ф” при оваквим поређењима најгоре.[6]

5. Побољшања конструкције ABS-а

Посебна конструкција ABS-а за теренска возила омогућава да и на неасфалтираним путевима прекривеним песком, шљунком и травом, зауставни пут буде краћи и до 20%. Захваљујући новој регулацији интервала, точкови на неасфалтираним подлогама накратко блокирају чиме се ствара нанос подлоге испред точка који затим скраћује пут кочења. Будући да кочнице повремено ипак ослобађају точак, систем у потпуности обезбеђује управљивост.

На туцаничкој подлози могућност управљања је равна нули уколико дође до блокаде точкова. Нови ABS системи могу да препознају површине као што је туцаник, јер су такве подлоге неравне и то прави прилично оштре сигнале које систем региструје и дефинише као туцаничку подлогу. Када једном то региструје онда убудуће дозвољава клизање 40 -80% у зависности од произвођача. При кочењима при којима не постоји опасност од блокирања точкова, ABS систем се не активира, тако да је у тим ситуацијама зауставни пут исти као на возилима опремљеним конвенционалним кочним системом без ABS-а.

Возила која се често користе у теренским условима, кипери и друга грађевинска возила, стандардно су опремљена прекидачем којим се ABS систем може искључити. Ово је корисно јер би у теренским условима, односно при вожњи на терену прекривеним песком, мокром травом или прашином, активирање ABS-а продужило зауставни пут. Планира се нови алгоритам, који ће омогућити бржу реакцију од ABS-а, тј. око 100ms у поређењу са 140-170ms, колико траје реакција ABS-а.

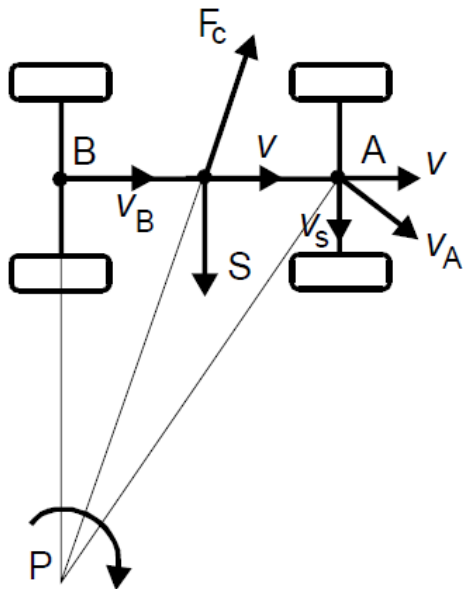
Данас је у развоју нова генерација ових система која треба да одржава стабилност са независним кочењем сваког точка појединачно, смањењем снаге мотора и аутоматском променом степена преноса.

Поред тога, промовисан је и систем „brake by wire”, који хидрауличку инсталацију замењује електричном, па се команда за кочење преноси на кочени точак готово тренутно.[6]

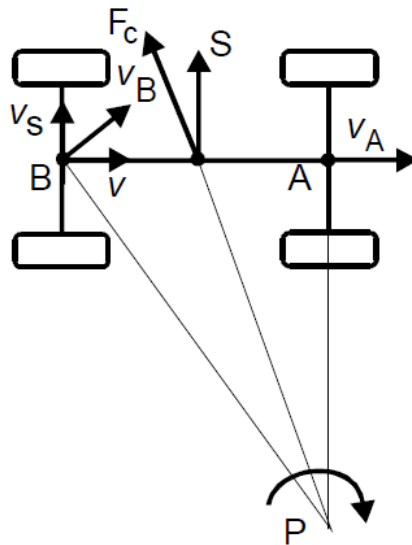
6. Стабилност возила при кочењу

Како је битно да се возило у одређеним условима безбедно заустави, исто толико је важно да у току кочења не изгуби своју стабилност, тј. да се креће по трајекторији којом жели возач. При снажним кочењима, возило често постаје нестабилно, што може да изазове тешке последице. Стабилност се губи када се кочење врши на граници пријањања на једној или обе осовине возила. На слици 22. приказано је возило код кога су блокирани точкови предње осовине и које се креће праволинијски основном брзином кретања V . Под дејством поремећајне силе S , тачка A ће добити компоненту брзине клизања V_s у правцу дејства поремећајне силе па ће сада резултујућа брзина тачке A бити V_A . Ако се претпостави да су точкови крути у бочном правцу, апсолутна брзина тачке B биће $V_B = V$. Возило се под дејством бочне поремећајне силе почиње кретати праволинијски, а место тренутног центра обртања је у тачки P . Као последица криволинијског кретања појавиће се центрифугална сила (F_c).

Са слике се види да је компонента центрифугалне силе нормална на подужну осу возила усмерена супротно од дејства поремећајне силе и она тежи да спонтано прекине заношење предње осовине. Основни проблем у овом случају је пошто су предњи точкови блокирани, возило губи управљивост.



Слика 13. Возило са блокираним
предњим точковима [4]



Слика 14. Возило са блокираним
задњим точковима [4]

На слици 14 је приказано возило које се креће праволинијски основном брзином V , код кога су блокирани точкови задње осовине. Под дејством поремећајне силе тачка В добија компоненту брзине клизања V_s у правцу поремећајне силе, па је апсолутна брзина тачке В сада V_B , а тренутни центар обртања је у тачки Р. Са слике можемо видети да бочна компонента центрифугалне силе делује у истом смеру као и поремећајне силе S па се клизање повећава.

На основу ове анализе, можемо закључити да је заносење задње осовине много опасније од заносења предње. Захтеви за високом ефикасношћу кочионог система са једне стране и стабилношћу и управљивошћу са друге су међусобно опречни. Висока ефикасност кочења представља потпуно искоришћење пријањања на обе осовине. За константну расподелу кочионих сила овај случај је могућ само код једног коефицијента пријањања. За све друге случајеве долази у процесу кочења прво до блокирања једне од осовина чиме се угрожава или стабилност или управљивост.

Управо због претходно наведеног, а у циљу повећања ефикасности кочења, уводе се различити типови уређаја за прерасподелу кочионих сила између предње и задње осовине. Регулисањем сила кочења на обе осовине обезбеђује се управљивост, стабилност и ефикасност.

Уређаји који регулишу расподелу кочионих сила се могу поделити на:

- Уређаје за контролу расподеле кочионих сила са отвореним колом (коректори),
- Уређаји за контролу расподеле кочионих сила са затвореним колом (против блокирајући уређаји-ABS).

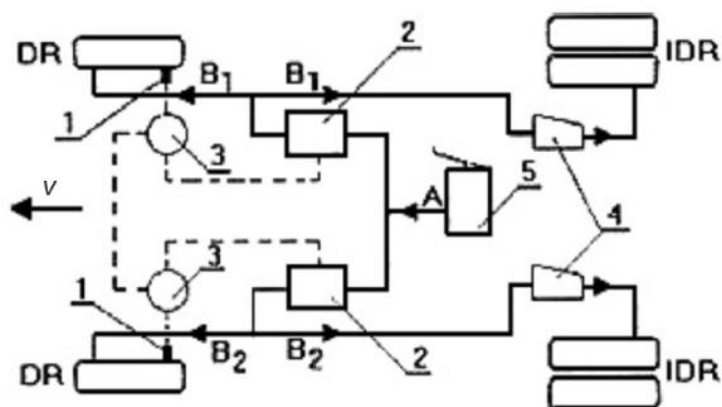
Коректори раде на принципу ограничења притиска у инсталацији кочења (предњи део, задњи, цела инсталација) на бази:

- Унапред задатог притиска у инсталацији,
- Величине успорења,
- Оптерећења осовина,
- Успорења, нормалног оптерећења и притиска.

Наведени коректори се користе сами на возилима или у комбинацији са против блокирајућим системом.

Они имају релативно ограничене могућности и све више се користе уз обавезно присуство ABS-а.

На слици 15. је дат пример са два независна регулациона круга са директним регулисањем предњих точкова преко ABS-а и индиректног регулисања задњих точкова преко коректора.



DR- директно регулисан, IDR-индиректно регулисан, 1-давач броја обртаја, 2-регулациони вентил, 3-управљачка јединица, 4-коректор, 5-главни кочиони цилиндар.

Слика 15. Пример уградње ABS-а и коректора на једном возилу [4]

7. Ефикасност кочења

Кочне карактеристике возила зависе од коефицијента пријањања, чија се вредност током експлоатације може мењати у широким границама. Концепт ефикасности кочења је значајан за оцену перформанси возила. Као параметар ефикасности кочења могу се узети и време и пут кочења.

Ефикасност кочења k_k се дефинише као однос оствареног успорења и коефицијента пријањања:

$$k_k = \frac{j}{\varphi} . \quad (7.1)$$

Концепт ефикасности кочења је значајан параметар у току пројектовања возила. Дефинише се на бази прорачунских кочних сила, успорења, динамичких реакција тла у функцији притиска флуида у инсталацији.

Постоје и други параметри за оцену ефикасности кочења, често се примењује искоришћење коефицијента пријањања, који се дефинише, као:

$$\varphi_{is} = \frac{K_i}{Z_i} , \quad (7.2)$$

где су:

K_i -остварена кочна сила на i -тој осовини и,
 Z_i -динамичка реакција тла на i -тој осовини.

Сила кочења се може изразити у функцији конструктивних параметара система за кочење возила, на тај начин се искоришћени коефицијент пријањања може дати у функцији тих параметара. Циљ је да се параметри система за кочење тако дефинишу да се максимално искористи расположиви коефицијент пријањања.

У пракси се за оцену ефикасности кочења често користи кочни коефицијент, који се дефинише као:

$$q = \frac{j}{g} , \quad (7.3)$$

где су:

j -остварено успорење возила и
 g -убрзање земљине теже.

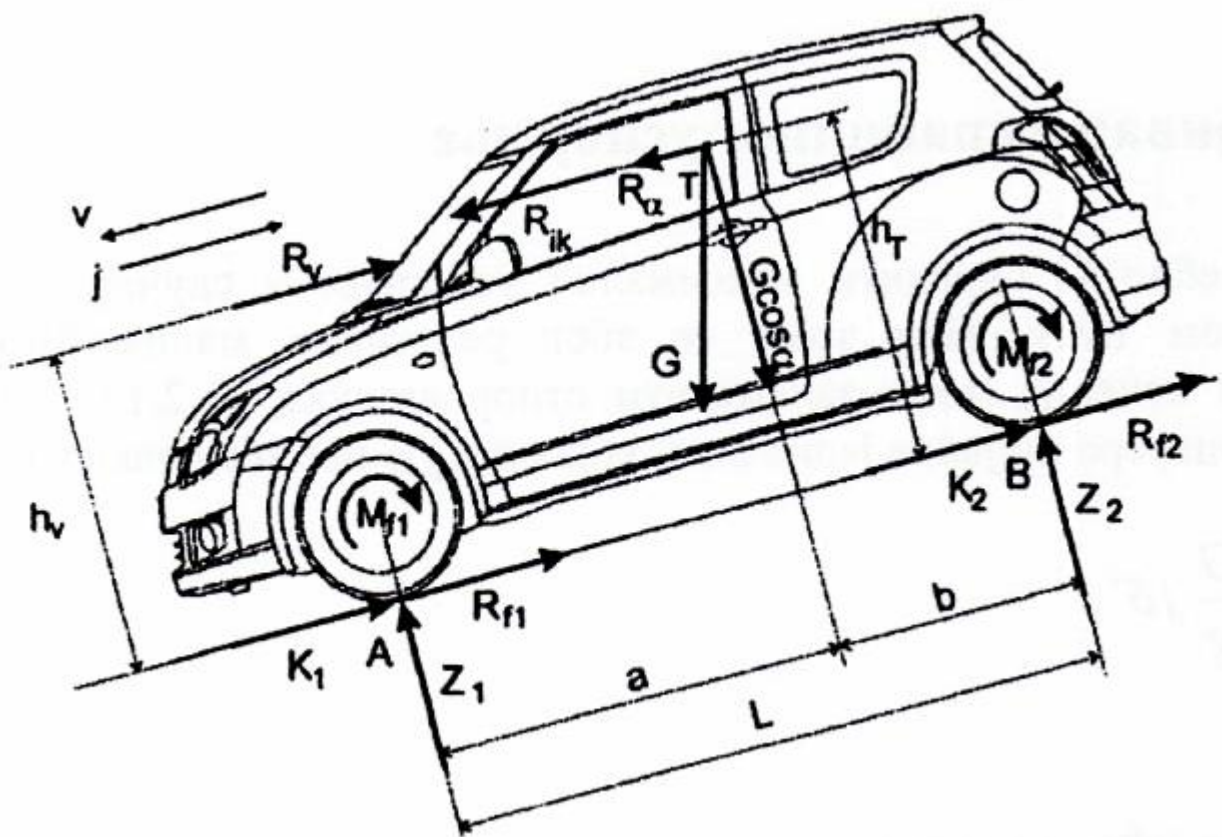
Кочни коефицијент се може изразити и на основу искоришћеног коефицијента пријањања:

$$q = \frac{K_i}{G} = \frac{\sum \varphi_{is} Z_i}{G} . \quad (7.4)$$

На основу кочног коефицијента се може извршити оцена утицаја појединих осовина у процесу кочења. [1]

8. Кочионе силе и њихове граничне вредности

Максималне вредности кочионих сила код моторних возила су једнаке силама пријањања. Да би их одредиле посматрамо слику 16.



Слика 16. Шема сила у процесу кочења моторног возила [1]

Из услова равнотеже момената :

$$\sum M_A^{F_i} = \sum M_B^{F_i} = 0. \quad (8.1)$$

добиајау се динамичке реакције на предњим и задњим точковима :

$$Z_1 = \frac{Gbc\cos\alpha + h_T(R_{ik} - R_V + G\sin\alpha)}{L}, \quad (8.2)$$

$$Z_2 = \frac{Gac\cos\alpha - h_T(R_{ik} - R_V + G\sin\alpha)}{L}. \quad (8.3)$$

Трећи услов равнотеже, $\sum X_i = 0$, даје зависност :

$$K_1 + K_2 + R_{f1} + R_{f2} = R_{ik} - R_V + G\sin\alpha, \quad (8.4)$$

одакле се добија:

$$Z_1 = \frac{Gbc\cos\alpha + h_T(K_1 + K_2 + Gf\cos\alpha)}{L}, \quad (8.5)$$

$$Z_2 = \frac{Gac\cos\alpha - h_T(K_1 + K_2 + Gf\cos\alpha)}{L}. \quad (8.6)$$

Граничне вредности кочионих сила у процесу кочења. [1] су:

-Кочење предњим точковима

У том случају је $K = K_1 = \varphi Z_1$, и динамичке реакције су:

$$Z_1 = G\cos\alpha \frac{b + h_T f}{L - h_T \varphi}, \quad (8.7)$$

$$Z_2 = G\cos\alpha \frac{a - h_T(\varphi + f)}{L - h_T \varphi}. \quad (8.8)$$

-Кочење задњим точковима

Кочиона сила је одређена изразом $K = K_2 = \varphi Z_2$ и вертикалне реакције тла су:

$$Z_1 = G\cos\alpha \frac{b + h_T(\varphi + f)}{L + h_T \varphi}, \quad (8.9)$$

$$Z_2 = G\cos\alpha \frac{a - h_T f}{L + h_T \varphi}. \quad (8.10)$$

-Кочење свим точковима

У овом случају је кочна сила : $K = K_1 + K_2 = \varphi G \cos \alpha$,

одакле следи:

$$Z_1 = G \cos \alpha \frac{b + h_T(\varphi + f)}{L}, \quad (8.11)$$

$$Z_2 = G \cos \alpha \frac{a - h_T(\varphi + f)}{L}. \quad (8.12)$$

8.1 Одређивање граничног успорења

Потребно је одредити максимално успорење у случају кочења на хоризонталном путу, да би се анализирана ефикасност кочења. При томе се због релативно малих брзина при интензивном кочењу, може занемарити отпор ваздуха. У том случају диференцијална јеначина која описује кочење је:

$$K + R_f = \frac{G}{g} j \delta' \quad (8.13)$$

где су:

- K -резултујућа сила кочења,
- R_f -резултујућа сила отпора котрљању,
- j -успорење и
- δ' -коэффициент учешћа обртних маса у процесу кочења.

Посматрају се три карактеристична случајева кочења. Имајући у виду граничне вредности кочионе силе и претходне изразе, можемо израчунати гранично успорење у појединим случајевима:

-Кочење предњим точковима

$$j_{1max} = \frac{g b (\varphi + f L)}{\delta' (L - h_T \varphi)}. \quad (8.14)$$

-Кочење задњим точковима

$$j_{2max} = \frac{g (a \varphi + f L)}{\delta' (L - h_T \varphi)}. \quad (8.15)$$

-Кочење свим точковима

$$j_{4max} = \frac{g(\varphi+f)}{\delta}. \quad (8.16)$$

Закључујемо да се највећа вредност граничног успорења постиже, при максималном коефицијенту пријањања. С обзиром да се максимални коефицијент пријањања не јавља при блокираним точковима (када је $\omega_T = 0$), већ при делимичном проклизавању точкова, потребно је регулисати процес кочења. Због тога савремена моторна возила имају уграђене уређаје за спречавање блокирања точкова при кочењу ABS (Anti Lock Brake System). [1]

8.2 Пут кочења

Пут кочења је један од параметара за оцену ефикасности процеса кочења. Да би се одредио пут кочења, посматра се диференцијална једначина, која описује процес кочења:

$$K + R_f = \frac{G}{g} j \delta. \quad (8.17)$$

Заменом услова равнотеже :

$$\sum R = R_f + R_a + R_v, \quad (8.18)$$

у диференцијалну једначину добија се:

$$j = \frac{g}{\delta} \frac{K + \sum R}{G}, \quad (8.19)$$

Како је:

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{ds} \frac{ds}{dt} = v \frac{dv}{ds}, \quad (8.20)$$

После одговарајућих математичких трансформација, може се добити пут кочења у облику:

$$S_k = \frac{\delta_1 G}{2Wg} \ln \frac{Z\varphi + Gf \cos \alpha \pm G \sin \alpha + W V_1^2}{Z\varphi + Gf \cos \alpha \pm G \sin \alpha + W V_2^2} \quad (8.21)$$

где су:

- $W=K A$ –смена за производ коефицијента отпора ваздуха и чеоне површине возила,
- Z – вертикална реакција тла,
- φ - коефицијент пријањања. [1]

Пут кочења до заустављања, добија се заменом $v_2 = 0$, односно:

$$S_k = \frac{\delta G}{2Wg} \ln \left(1 + \frac{Wv_1^2}{B} \right), \quad (8.22)$$

где је:

$$B = \varphi Z + Gf \cos \alpha \pm G \sin \alpha. \quad (8.23)$$

За случај кочења до заустављања возила на хоризонталном путу добија се :

$$S_k = \frac{2\delta}{g} \frac{v_1^2}{\varphi + f}. \quad (8.24)$$

8.3 Време кочења

Време кочења је други праметар који се користи за оцену ефикасности процеса кочења. Време кочења, као и пут кочења, добија се на основу диференцијалне једначине кочења и релације $j = \frac{dv}{dt}$. Након интеграције диференцијалне једначине, добија се израз за време кочења: [1]

$$t = \frac{G}{g\sqrt{BW}} \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{W}{B} \frac{v_1 - v_2}{1 + \frac{W}{B} v_1 v_2}}. \quad (8.25)$$

8.4 Критична брзина при кочењу моторног возила

Анализама је показано да под одређеним условима кочења на низбрдици није могуће заустављање возила. Брзина при којој се то дешава се назива *критична брзина при кочењу*.

За одређивање критичне брзине при кочењу полази се од диференцијалне једначине кочења возила при кочењу на низбрдици. При кочењу возило се не може зауставити, ако не постоји успорење, односно ако се возило убрзава, $j \geq 0$. На основу тога једначина

$$K + R_f = \frac{G}{g} j \delta', \quad (8.26)$$

у граничном случају добија облик:

$$K + R_f + R_v - R_\alpha = 0, \quad (8.27)$$

одакле следи:

$$v_{kr} = \sqrt{\frac{-Z\varphi - Gf\cos\alpha + G\sin\alpha}{KA}}, \quad (8.28)$$

У случају кочења свим точковима, критична брзина се може написати у облику:

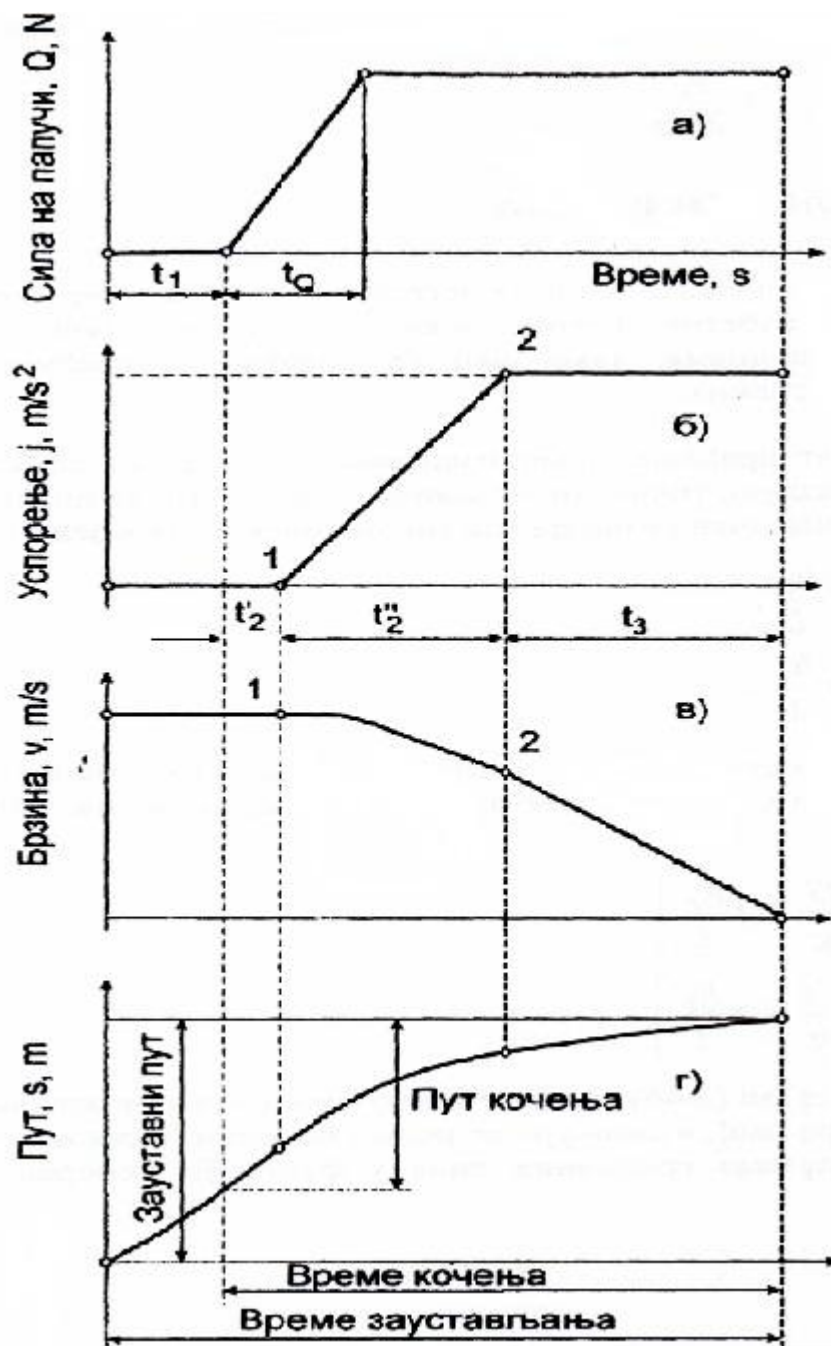
$$v_{kr} = \sqrt{\frac{G}{KA} [\sin\alpha - (\varphi + f)\cos\alpha]}. \quad (8.29)$$

Пошто поткорена величина може имати и позитивну вредност, закључујемо да постоји критична брзина при кочењу. [1]

8.5 Стварни параметри кочења

У процесу кочења разликујемо :

1. Време реакције возача (t_1),
2. Време делимичног активирања кочења (t_2),
3. Време активног дејства кочнице (t_3),
4. Време заостајања (t_4).

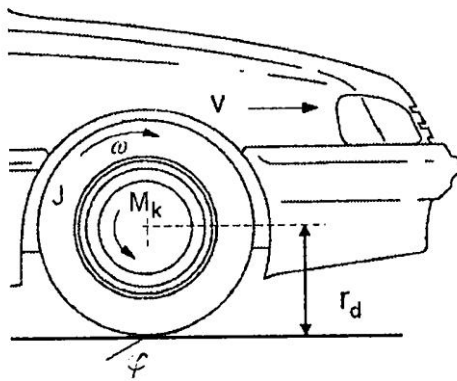


Слика17. Стварни параметри кочења [1]

На слици 17. су приказане промене појединих параметара при кочењу где можемо видети разлику између зауставног пута и пута кочења. Собзиром на изгубљено време t_1 , зауставни пут је знатно дужи од пута кочења. На претходној слици се може видети дијаграм успорења као и приказ промене параметара v, Q, K и j .

9. Анализа утицаја конструктивних параметара кочења возила на ефикасност кочења

На примеру четвртинског модела возила анализиран је утицај конструктивних параметара возила на ефикасност кочења возила са системом против блокирања точкова. Коришћени модел приказан је на слици 18.



Слика 18. Модела возила

Динамичке једначине кретања, за четвртински модел возила, су :

$$m\dot{v} = -\phi Z, \quad (9.1)$$

$$J\dot{\omega} = \phi Z r_d - M_k \quad (9.1)$$

где су:

- m – маса возила,
- M_k – момент кочења,
- J – момент инерције точкова,
- r_d – динамички полупречник точка,
- ω - угаона брзина точка,
- ϕ - коефицијент пријањања,
- Z - нормална реакција тла,

Промена коефицијента пријањања узета је у обзир у моделу и преко зависности од коефицијента клизања може се анализирати утицај на ефикасност кочења, што ће бити касније објашњено.

$$\dot{v} = -\varphi \frac{mg}{m} \quad (9.2)$$

$$\dot{\omega} = \frac{\varphi mgr_d}{J} - \frac{M_k}{J} \quad (9.3)$$

Трансформацијом једначина

$$\frac{1}{r_d} [\dot{v} - (1-s) - v\dot{s}] = \varphi \frac{mgr_d}{J} - \frac{M_k}{J}, \quad (9.4)$$

и

$$\dot{v}(1-s) - v\dot{s} = \varphi \frac{mgr_d^2}{J} - \frac{M_k r_d}{J} \quad (9.5)$$

систем диференцијална једначина (9.1) добија облик:

$$\dot{v} = -\varphi g \quad (9.6)$$

$$\dot{v}(1-s) - v\dot{s} = \varphi(s)A + B \quad (9.7)$$

Где су А и В смене :

$$A = \frac{mgr_d^2}{J} \quad B = \frac{M_k r_d}{J}$$

Клизање, (s), је одређено са , [1] :

$$s = \frac{v - \omega r_d}{v} \quad (9.8)$$

те следећим трансформацијама :

$$vs = v - \omega r_d \quad (9.9)$$

$$v(1-s) = \omega r_d \quad (9.10)$$

$$\omega = \frac{1}{r_d} v(1-s) \quad (9.11)$$

$$\dot{\omega} = \frac{1}{r_d} v(1-s) \quad (9.12)$$

Добија се израз за угаону брзину точка:

$$\dot{\omega} = \frac{1}{r_d} [v(1-s) - v\dot{s}] \quad (9.13)$$

Трансформацијом израза:

$$\dot{v}(1-s) = A \quad (9.14)$$

$$\varphi(s) + B + v\dot{s} \quad (9.15)$$

$$v\dot{s} = \dot{v}(1-s) - \varphi(s)A - B \quad (9.16)$$

$$\dot{s} = \frac{1}{v} \dot{v}(1-s) - \varphi(s)A - B \quad (9.17)$$

Добија се коначан облик система диференцијалних једначина у процесу кочења:

$$\dot{v} = -\varphi g, \quad (9.18)$$

$$\dot{s} = \frac{1}{v} \dot{v}(1-s) - \varphi(s)A - B \quad (9.19)$$

Диференцијалне једначине су решене нумеричким путем методом Рунге Кута четвртог реда. Корак интеграције је био $\Delta t = 0,001$ s, број корака $n = 581$.

Полазни параметри модела су:

Момент кочења : $M_k = 370$ [Nm],

Момент инерције точка : $J = 6.093$ [kgm²],

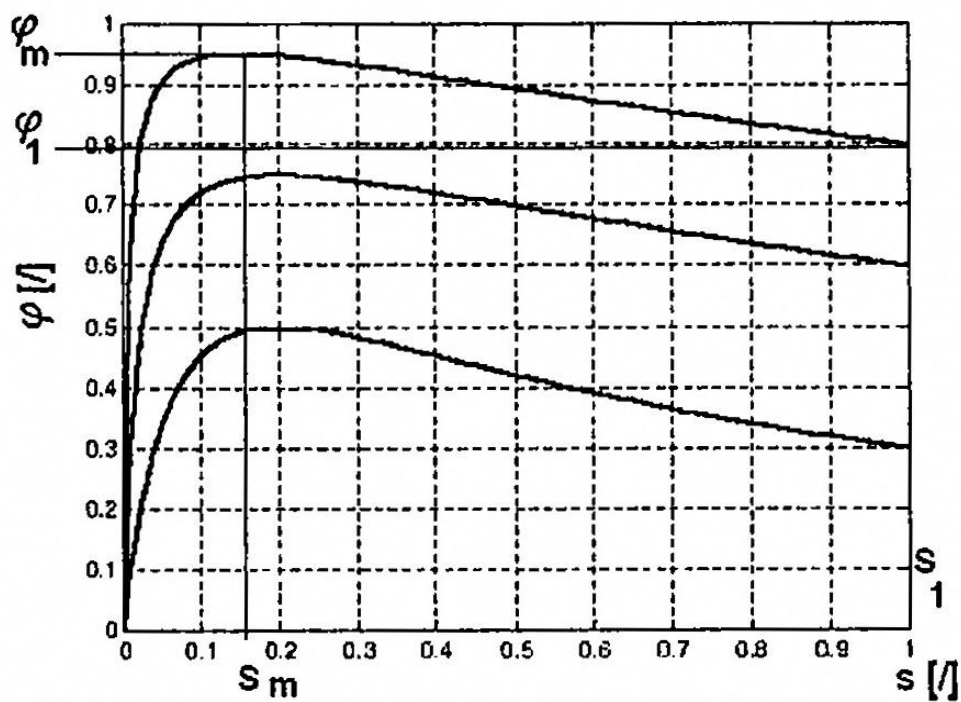
Динамички полупречник точка : $r_d = 0.35$ [m],

Маса: $m = 300$ [kg],

У процесу анализе утицаја конструктивних параметара на ефикасност кочења модела варирани су различити параметри у односу на полазне параметре модела: момент кочења, момент инерције и маса табела 1.

Табела 1. Вредности варирања параметара

Момент кочења [M_k]	Момент инерције точка [J]	Маса [m]
200 [Nm]	6.039 [kgm ²]	200 [kg]
370 [Nm]	6.039 [kgm ²]	200 [kg]
600 [Nm]	6.039 [kgm ²]	200 [kg]
370 [Nm]	3.039 [kgm ²]	200 [kg]
370 [Nm]	9.039 [kgm ²]	200 [kg]
370 [Nm]	6.039 [kgm ²]	100 [kg]
370 [Nm]	6.039 [kgm ²]	300 [kg]



Слика 19. Коефицијент пријањања

Коефицијент пријањања, приказан на слици 19. може се представити у аналитичком облику полиномом, (9.19) :

$$\varphi = \frac{as}{b + cs + s^2} \quad (9.20)$$

Где су:

φ – коефицијент пријањања ,

a, b и c – коефицијенти ,

s – клизање .

Непознати коефицијенти полинома (9.19) одређују се из услова φ_1 при s_1 , φ_m при s_m који се очитивају са дијаграма х и услова да је $\frac{\partial \varphi}{\partial s} = 0$ при s_m .

Извод коефицијента пријањања по времену је:

$$\varphi^2 = \frac{a(b + cs + s^2) - as(c + 2s)^2}{(b + cs + s^2)} \quad (9.21)$$

Из услова да је:

$$\dot{\varphi} = 0 \quad (9.22)$$

Добија се коефицијент b :

$$ab - a\dot{s}^2 \quad (9.23)$$

$$b = s_m^2 \quad (9.24)$$

Полазни услови одређени су на основу дијаграма датог на слици 19. и износе :

Услов блокирања точкова $\varphi_1(s_1)$:

$$\varphi_1 = \frac{as_1}{s_m^2 + cs_2 + s_1^2} \quad (9.25)$$

На слици 6.9 се види φ_m , који нам представља максимални коефицијент пријањања :

$$\varphi_m = \frac{as_m}{s_m^2 + cs_m + s_m^2} \quad (9.26)$$

Сређивањем се добија:

$$\varphi_m = \frac{as_m}{s_m(2s_m + c)} = \frac{a}{2s_m + c} \quad (9.27)$$

Када решимо једначине:

$$\varphi_1(s_m^2 + cs_1 + s_1^2) = as_1, \quad (9.28)$$

$$\varphi_m(c + 2s_m) = a/(-s_1), \quad (9.29)$$

добија се коефицијент с:

$$c = \frac{\varphi_1(1 + s_m^2) - 2\varphi_ms_m}{\varphi_m - \varphi_1}. \quad (9.30)$$

Коефицијент а се одређује изразом:

$$a = \varphi_m(c + 2s_m) \quad (9.31)$$

На основу података са слике19. :

$$\varphi_m = 0,95 \quad \varphi_1 = 0,8$$

При клизању:

$$s_m = 0,15 \quad s_1 = 1$$

Добијају се вредности коефицијента :

$$a = 3,661 \quad b = 0,0225 \quad c = 3,5533.$$

Одређене вредности коефицијената а, б, и с коришћене су за решавање диференцијалних једначина кочења (9.19)

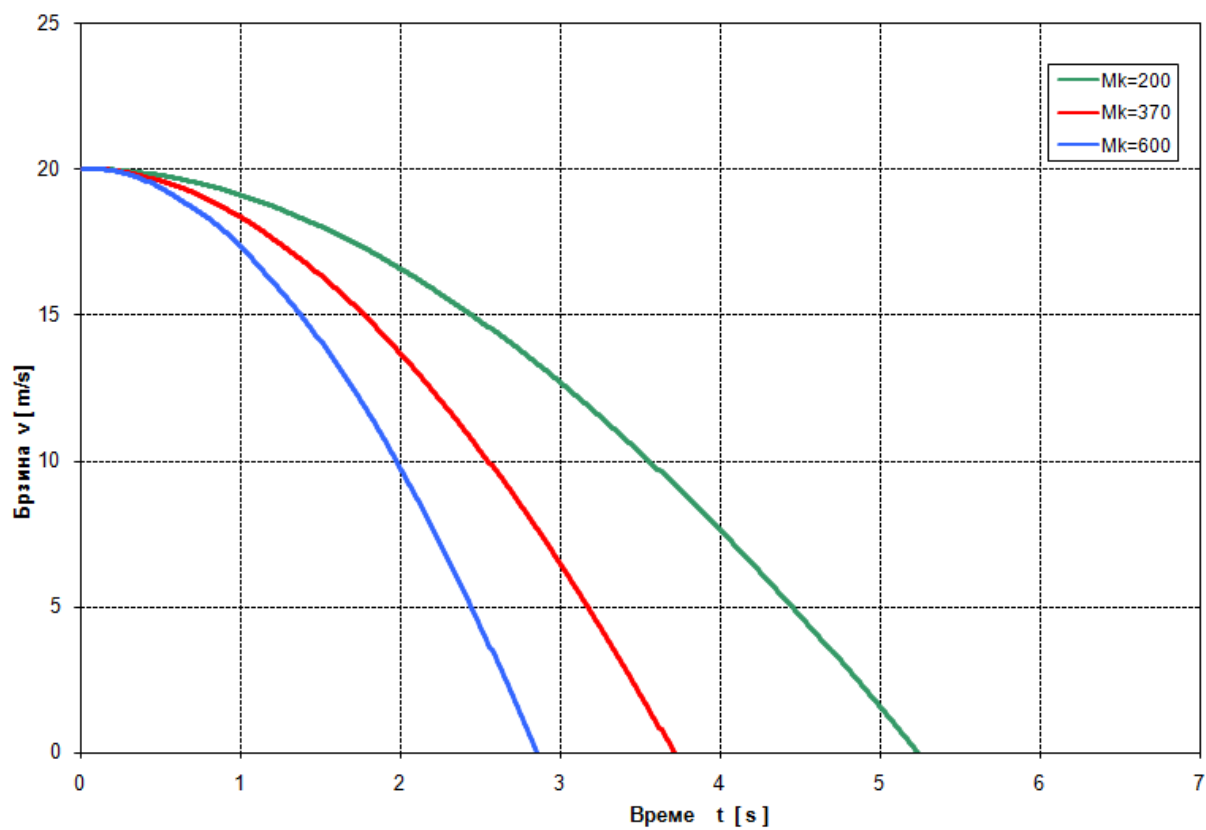
Утицај конструктивних параметара на ефикасност процеса кочења анализорана је преко времена потребног за заустављање од полазне брзине 20 m/s.

Вредности варираних конструктивних параметара дати су у табели 1.

Утицај момента кочења [Mk]

Утицај вредности кочног момента M_k на брзину возила у процесу кочења, приказан је на слици 20.

Са приказаног дијаграма може се очитати време потребно за заустављање возила.



Слика 20. Утицај кочног момента на процес кочења

На слици 20. се може видети да када се момент кочења $[M_k]$ повећава, време заустављања је краће.

Вредности времена заустављања за вариран кочни момент су дате у табели 2:

Табела 2. Утицај кочног момента на процес кочења

Кочни момен, M_k [Nm]	Време заустављања t [s]
200[Nm]	5.23[s]
370[Nm]	3.10[s]
600[Nm]	2.84[s]

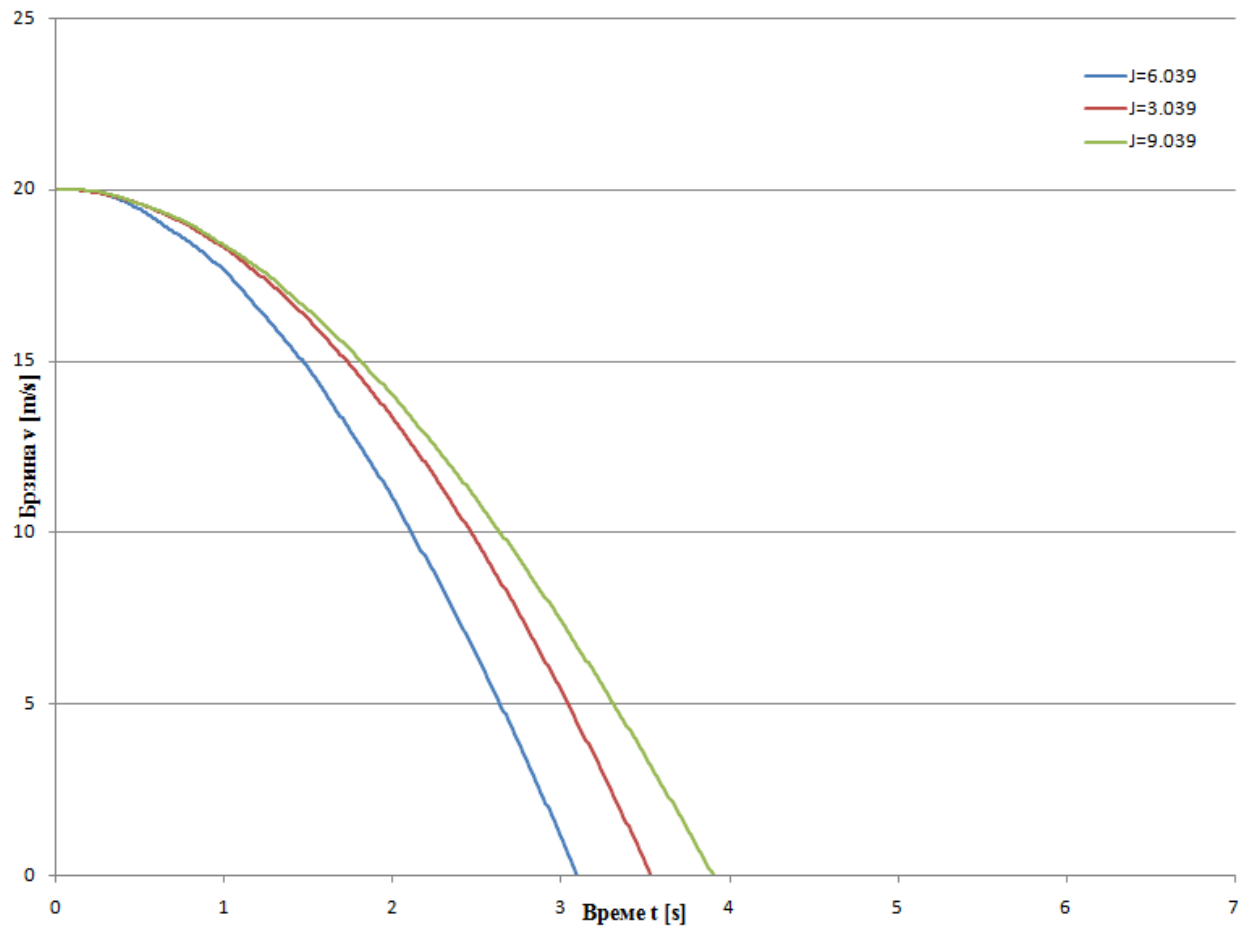
Ако момент кочења $[M_k]$ опада, време заустављања је дуже, што се може видети на слици 20.

Утицај момента инерције точка $[J]$

Утицај момента инерције на време заустављања приказан је на слици 21. Анализиране вредности дате су у табели 3.

Табела 3. Утицај момента инерције на време заустављања

Момент инерције точка $[J]$	Време заустављања t [s]
6.039 $[kgm^2]$	5.23[s]
3.039 $[kgm^2]$	3.56[s]
9.039 $[kgm^2]$	3.91[s]



Слика 21. Утицај момента инерције на процес кочења

Урађен је приказ зависности времена и брзине у односу на момент кочења. На слици 21. се може видети да када се момент инерције точка J повећава, време заустављања је дуже, табела 3.

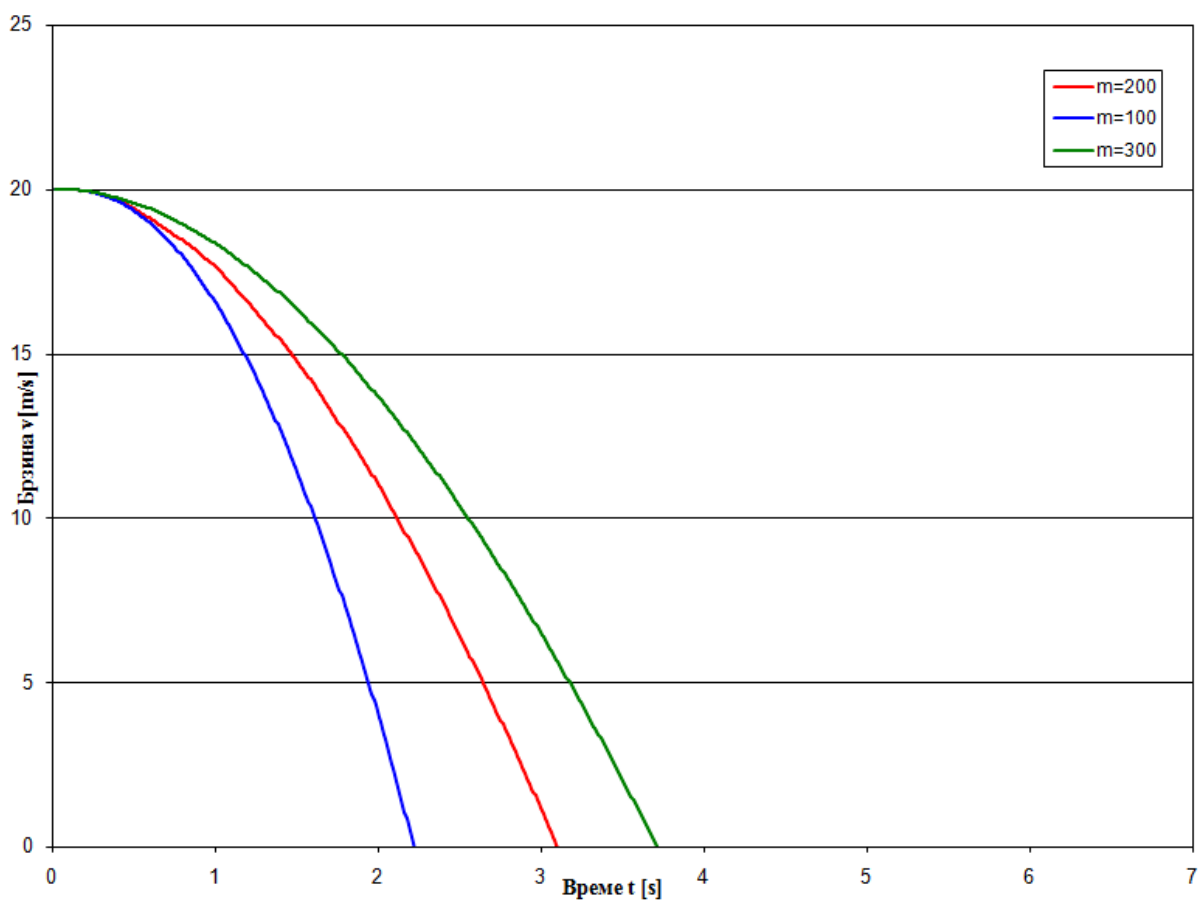
Утицај масе [m]

Утицај масе на време заустављања приказан је на слици 22. Анализиране вредности дате су у табели 4.

Табела 4. Утицај момента инерције на време заустављања

Маса [m]	Време заустављања t [s]
6.039 [kg]	5.23[s]
3.039 [kg]	2.22[s]
6.039 [kg]	3.71[s]

Урађен је приказ зависности времена и брзине у односу на масу. На слици 22. се може видети да када се маса [m] повећава долази до благог повећања пута и времена кочења табела 4.



Слика 22. Утицај масе на процес кочења

Закључак

Систем за кочење представља један од најважнијих система на моторном возилу. Од пресудног је значаја за безбедност у саобраћају, чијом неисправношћу можемо да изазовемо саобраћајне незгоде, којима нарушавамо сопствену а и безбедност осталих учесника у саобраћају.

У завршном раду, описан је систем за кочење, принцип функционисања система за кочење код путничких моторних возила, дата су конструктивна решења и приказан је утицај конструктивних параметара на ефикасност кочења.

Развојем возила, тежи се усавршавању конструкције кочионог система како би се побољшала ефикасност кочења. То се може остварити смањењем пута и времена кочења. Применом електронских система на возилима се омогућава већа ефикасност кочења, као што је: Систем против блокирања точкова (ABS), и др.

Овај систем, контролишући брзину обртања појединих точкова и брзину кретања возила, без воље возача управља притиском у кочном систему и делује на сваки појединачни точак, чиме се одржава обртање истих и спречава појава клизања точкова и возила приликом кочења и тиме се задржава жељења путања возила. Испитивања су показала да у случајевима блокираних точкова, односно њиховог клизања, не постоји могућност контролисаног управљања, већ се возило креће по инерцији. Поред тога, траг кочења возила са блокираним точковима је знатно дужи од оних који се налазе у стању контлања али на граници проклизавања.

У завршном раду је анализиран је утицај конструктивних параметара возила на време заустављања преко четвртинског модела возила. Анализиран је утицај: момента инерције точкова (J), Момент кочења (M_k) и масе возила (m).

Када се повећава момент инерције [J] повећава, време заустављања је дуже. Ако се момент кочења [M_k] повећава, време заустављања је краће. Повећање масе [m] возила доводи до повећања пута и времена кочења.

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] Н. Јанићијевић, Д. Јанковић, Ј. Тодоровић „ Конструкција моторних возила“, Машински факултет Београд, 1987 година
- [4] Иван Филиповић : Мотори и моторна возила, Машински факултет Универзитета у Тузли Тузла, 2006
- [5] Reimpell J., Betzler J.: Fahrwerktechnik: Grundlagen, Vogel Buchverlag, Frankfurt/M, 2000,
- [6] http://nikolavujic.weebly.com/uploads/3/4/8/0/3480733/abs_sistemi.pdf, приступљено 10.08.2013